

VŠB – Technická universita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Návrh posuvného montážního stolu

Design of a Traversing Mounting table

Student:

Bc. Lukáš Příbyl

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

Ostrava 2009

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA
FAKULTA STROJNÍ



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Návrh posuvného montážního stolu

Design of a Traversing Mounting Table

Student: Bc. Lukáš Příbyl
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 3909T001-40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Pracoviště: Katedra částí a mechanismů strojů – 347

Zásady pro zpracování:

1. Navrhněte konstrukční řešení posuvného montážního stolu o nosnosti 400 [kg] a rozměrech ložné plochy horní desky 2000 x 1000 [mm] v minimální výšce 800 [mm].
2. Stůl umožňuje obousměrný vertikální posuv horní desky 300 [mm], maximální rychlostí 1 [m/min].
3. Stůl musí být pojízdný maximální rychlostí 5 [m/min].
4. Horní tuhá deska musí umožňovat upevnění montážního zařízení.
5. Uvažujte svařovanou konstrukci.

Pokyny pro zpracování:

Rozsah práce: cca 60 stran textu mimo přílohy.


Výkres sestavy stolu, dílenský výkres nosné nepohyblivé části stolu, dílenský výkres zvolené jedné součásti pohonu stolu.

Seznam doporučené literatury:

- BOLEK, A. KOCHMAN, J. A KOL.: *Části strojů, 1. svazek. Technický průvodce* 8. SNTL Praha, 1989.
- BOLEK, A. KOCHMAN, J. A KOL.: *Části strojů, 2. svazek. Technický průvodce* 8. SNTL Praha, 1990.
- MORAVEC, V.: *Konstrukce strojů a zařízení II, čelní ozubená kola*. Montanex a.s. Ostrava, 2001.
- KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. Skripta 1.vyd. VŠB-TU Ostrava, 2007, ISBN 978-80-248-1290-8.
- KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. Skripta 1. vyd. VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1860-3.
- ČSN 01 4686 *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*. Praha: Český normalizační institut, 1988.

Vedoucí diplomové práce:	doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.
Datum zadání diplomové práce:	21. listopadu 2008
Akademický rok:	2008/2009




.....
prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry


.....
prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan

V Ostravě dne 21. listopadu 2008

PROHLÁŠENÍ STUDENTA

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 22. 5. 2009

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 - školní dílo,
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB - TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3),
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce,
- souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB – TUO,
- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona,
- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnou licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB - TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledky obhajoby.

V Ostravě 22. 5. 2009

Lukáš Příbyl

Hrádkov 51, PSČ 680 01

Poděkování

Velice rád bych poděkoval všem, kteří byli nápomocni při vypracování mé diplomové práce. Velký dík patří vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Květoslavovi Kalábovi, Ph.D., který se mnou vždy ochotně konzultoval dotazy a řešil případné problémy.

ANOTACE

PŘIBYL, L. Návrh posuvného montážního stolu.

OSTRAVA: katedra částí a mechanismů strojů – 347, Fakulta strojní – Technická univerzita Ostrava, 2009. Počet Stran 62.

Diplomová práce, vedoucí Kaláb, K.

Diplomová práce řeší konstrukční návrh posuvného montážního stolu. Tento stůl má vlastní pohon a pohybuje se maximální rychlostí 5 [m/min].

Konstrukce stolu se skládá ze dvou hlavních celků. Je to posuvná část a pevná část.

Posuvná část má rozměry pracovní plochy 2000x1000 [mm] a umožňuje vertikální posuv maximální rychlost 1 [m/min]. Na pracovní ploše jsou také montážní drážky pro upevnění přepravovaného nákladu.

Pevná část představuje základnu, na níž je uložen systém pohybových soustav a vertikální vedení. Konstrukce pevné části je řešena jako svařenec.

ANNOTATION OF THESIS

PRIBYL, L. Design of a Traversing Mounting Table.

OSTRAVA: Department of parts contrivance and machine – 347, General faculty mechanical- Technical university Ostrava, 2009. Nummber of size 62.

Thesis Leader Kaláb, K.

Diploma study solves engineering design of sliding-traversing table. The table has self drive and his maximal sliding's speed is 5 [m/min].

Two parts are consist construcion of the table. First is transfer part and second is fixed part.

Transfer part has sizes of working surface 2000x1000 [mm], maximal speed of the vertical move is 1 [m/min]. There are assembly slots for fixation of moving load on the desktop.

Fixed part is basement with system of drive train and vertical leads. Construction of the fixed part is solved as weldment.

OBSAH DIPLOMOVÉ PRÁCE

Seznam použitých symbolů	10
1 Úvod	14
2 Cíle diplomové práce	15
3 Rozdělení a použití montážních stolů	16
4 Návrh a popis celkového řešení manipulačního stolu	18
5 Konstrukční návrh nosné plošiny	19
5.1 Popis nosné plošiny	19
5.2 Pevnostní a tuhostní analýza nosné plošiny	21
5.2.1 Výpočet statické bezpečnosti nosné plošiny	23
5.3 Návrh manipulačního madla	24
6 Návrh a řešení zdvihu stolu	25
6.1 Popis vertikálního vedení	25
6.2 Konstrukční návrh pohonu zdvihu	27
6.3 Návrh a pevnostní výpočet šroubového zvedáku	28
6.4 Výpočet silových a kinematických parametrů zdvižného systému	31
6.4.1 Výpočet vstupního kroutícího momentu $M_{Kšzl}$ šnekového zvedáku	32
6.4.2 Výpočet vstupního momentu kuželové rozvodovky	32
6.4.3 Výpočet potřebných otáček elektromotoru	33
6.4.4 Výpočet otáček na vstupní hřídeli šnekové převodovky	33
6.5 Návrh elektromotoru	35
6.5.1 Výpočet potřebného kroutícího momentu elektromotoru	35
6.5.2 Výpočet výkonu elektromotoru	35

6.5.3 Výpočet skutečné zvedací rychlosti.....	35
6.6 Volba spojovacích hřídelí.....	36
7 Návrh pojezdového pohonu	37
7.1 Výpočet potřebných otáček na hnací hřídeli.....	38
7.2 Volba převodovky pojezdového pohonu.....	39
7.3 Výpočet potřebného hnacího momentu elektromotoru M_{hm}.....	39
7.3.1 Výpočet úhlového zrychlení elektromotoru ϵ_m	39
7.3.2 Výpočet redukovaného momentu setrvačnosti J_R	40
7.3.3 Výpočet celkového redukovaného momentu odporu M_{odpR}	41
7.4 Volba elektromotru	42
7.5 Výpočet skutečné rychlosti v_{SK}, kterou se plošina bude pohybovat.....	43
7.5.1 Výpočet skutečných otáček na hnací hřídeli.....	43
7.5.2 Výpočet skutečné rychlosti montážní plošiny	43
7.6 Kontrolní výpočet proti proklouznutí kol na podlaze	43
7.6.1 Výpočet skutečného krouticího M_{SKh} momentu na hřídeli.....	43
7.6.2 Výpočet maximálního třecího momentu, který kola přenesou	44
7.7 Návrh řemenového převodu	45
7.7.1 Stanovení velikosti klasického průřezu klínového řemene.....	45
7.7.2 Návrh a výpočet osové vzdálenosti	46
7.7.3 Stanovení počtu řemenů.....	48
7.7.4 Výpočet předpětí řemene	49
7.7.5 Výpočet potřebné délky pera l hnací řemenice.....	51
7.8 Návrh pohonné hřídele	53
7.8.1 Návrh průměru pohonné hřídele d_{ph}	53
7.8.2 Pevnostní analýza hřídele	54
7.8.3 Výpočet součinitele statické bezpečnosti hřídele	55
7.9 Volba pojezdových kol.....	56

7.9.1 Pohonná kola.....	56
7.9.2 Otočné kolo.....	57
8 Upevnění nákladu	58
9 Návrh nepohyblivého nosného rámu	59
10 Zhodnocení	60
11 Seznam použité literatury	61
Seznam příloh.....	62

Seznam použitých symbolů

a_v	zrychlení vozíku	$[s^{-2}]$
d	vnější průměr závitu	$[mm]$
d_2	střední průměr závitu	$[mm]$
$d_{2př}$	průměr výstupního hřídele převodovky	$[mm]$
d_3	vnitřní průměr závitu	$[mm]$
d_{hm}	průměr hřídele elektromotoru	$[mm]$
d_{ph}	předběžný průměr hřídele	$[mm]$
f_K	součinitel tření v klínové drážce	$[-]$
f_{pb}	součinitel smykového tření na podlaze	$[-]$
f_{vt}	součinitel vláknového tření	$[-]$
g	gravitační zrychlení	$[m/s^{-2}]$
i	poloměr setrvačnosti	$[mm]$
$i_{nPš}$	převodový poměr šnekové převodovky	$[-]$
i_f	poměr řemenového převodu	$[-]$
$i_{SKř}$	skutečný řemenový převod	$[-]$
$i_{šZ}$	převodový poměr šroubového zvedáku	$[-]$
k_h	koeficient bezpečnosti hřídele	$[-]$
k_s	koeficient bezpečnosti stolu	$[-]$
k_{vZ}	koeficient bezpečnosti ve vzpěru	$[-]$
l'	výpočtová délka pera	$[mm]$
l_p	délka pera	$[mm]$
l_{RED}	redukováná výpočtová délka šroubu	$[mm]$
m_{celk}	celková hmotnost sestavy	$[m]$
n_1	vstupní otáčky	$[ot/min]$
n_{2p}	výstupní otáčky převodovky	$[ot/min]$
n_K	otáčky pojezdového kola	$[ot/min]$
n_{Nz}	nominální otáčky elektromotoru	$[ot/min]$
n_{p1}	otáčky pojezdového motoru	$[ot/min]$
$n_{Pš}$	otáčky pohybového šroubu	$[ot/min]$
n_{SKh}	skutečné otáčky na pohonné hřídeli	$[ot/min]$
$n_{šNEK}$	otáčky na šnekové hřídeli	$[ot/min]$
p_1	tlak ve hřídeli	$[MPa]$

Diplomová práce

p_2	tlak v náboji	[MPa]
r_K	poloměr pojezdového kola	[mm]
s	zkluz	[-]
t_1	hloubka drážky ve hřídeli	[mm]
t_2	hloubka drážky v náboji	[mm]
t_R	čas rozjezdu	[s]
v_{Pmax}	maximální rychlost pojezdu	[m·min ⁻¹]
$v_{Pš}$	rychlost pohybového šroubu	[m·min ⁻¹]
$v_{Pšskut}$	rychlost pohybového šroubu	[m·min ⁻¹]
v_{SK}	skutečná pojezdová rychlost plošiny	[m·min ⁻¹]
v_{sku}	skutečná rychlost řemene	[m·min ⁻¹]
v_{Zmax}	maximální rychlost zdvihu	[m·min ⁻¹]
$\frac{M_z}{M_N}$	poměr nominálního a záběrového momentu	[-]
A	osová vzdálenost	[mm]
A_{MAX}	maximální osová vzdálenost	[mm]
A_{MIN}	minimální osová vzdálenost	[mm]
A_{SK}	skutečná osová vzdálenost	[mm]
C_K	součinitel rozložení přenášeného výkonu	[-]
C_L	součinitel vlivu delky řemene	[-]
C_P	součinitel dynamičnosti zatížení řemene	[-]
C_α	součinitel úhlu opásání řemene	[-]
$D_{1ř}$	průměr hnací řemenice	[mm]
$D_{2ř}$	průměr hnané řemenice	[mm]
$D_{MINř}$	minimální průměr řemenice	[mm]
F_2	síla působící ve spoji	[N]
F_{KRIT}	kritická síla při vzpěru	[N]
F_{NS}	napínací síla	[N]
F_O	předpětí řemene	[N]
F_S	osová zátěžná síla	[N]
FS	servisní faktor přetížitelnosti	[-]
F_V	výslednice sil	[N]
J	polární moment	[mm ⁴]

J_R	redukovaný moment setrvačnosti	$[Kg \cdot cm^2]$
K	počet řemenů	$[ks]$
L_p	předběžná délka řemene	$[mm]$
L_ξ	délka šroubu	$[mm]$
$L_{\xi H}$	výška šroubové hlavy	$[mm]$
$L_{\xi Z}$	výška šroubové zástavby	$[mm]$
L_V	výpočtová délka šroubu	$[mm]$
M_{2p}	výstupní krouticí moment převodovky	$[N \cdot m]$
M_{hm}	hnací moment motoru	$[N \cdot m]$
M_{KKR}	krouticí moment kuželové rozvodovky	$[N \cdot m]$
M_{KpELM}	krouticí moment potřebný na elektromotoru	$[N \cdot m]$
$M_{Kp\dot{S}1}$	krouticí moment na pohybovém šroubu	$[N \cdot m]$
$M_{K\dot{S}Z1}$	krouticí moment na vstupu šroubového zvedáku	$[N \cdot m]$
M_{Np}	nominální krouticí moment pojezdového motoru	$[N \cdot m]$
M_{Nz}	nominální krouticí moment elektromotoru	$[N \cdot m]$
$M_{od\check{C}T}$	moment odporu čepového tření	$[N \cdot m]$
$M_{odPř}$	moment odporu převodovky	$[N \cdot m]$
M_{odpR}	redukovaný moment odporu	$[N \cdot m]$
M_{odV}	moment odporu od valení	$[N \cdot m]$
M_{SKh}	skutečný krouticí moment na hřídeli	$[N \cdot m]$
M_{Tmax}	maximální třecí moment při záběru	$[N \cdot m]$
N	normálová složka zatěžující síly	$[N]$
N_O	výpočtový přenášený výkon	$[kW]$
N_P	zkutečný přenášený výkon	$[kW]$
P	rozteč závitu	$[mm]$
P_{ELM}	potřebný výkon elektromotoru	$[kW]$
P_h	stoupání závitu	$[mm]$
P_{Np}	nominální výkon pojezdového motoru	$[kW]$
P_{Nz}	nominální výkon elektromotoru	$[kW]$
P_p	výkon převodovky	$[kW]$
R_e	mez kluzu	$[MPa]$
S	průřez	$[mm^2]$
W_K	průřezový modul v krutu	$[mm^4]$

ε_K	úhlové zrychlení kola	$[Rad \cdot s^{-2}]$
ε_m	úhlové zrychlení motoru	$[Rad \cdot s^{-2}]$
η_{KR}	účinnost kuželové rozvodovky	$[-]$
$\eta_{př}$	účinnost převodovky	$[-]$
η_{SZ}	účinnost šroubového zvedáku	$[-]$
λ	štíhlost (posouzení vzpěru)	$[-]$
λ_{KRIT}	kritická štíhlost	$[-]$
ξ	rameno valivého odporu	$[mm]$
σ_u	napětí na mezi úměrnosti	$[MPa]$
φ'	třecí úhel závitu	$[^\circ]$
ψ	úhel stoupaní závitu	$[^\circ]$
ω_K	úhlová rychlost pojezdového kola	$[Rad \cdot s^{-1}]$

1 Úvod

Montážní stoly jsou v dnešní době hojně využívány pro různé druhy práce. Podle typu provedení lze tato zařízení používat jako posuvná zařízení montážních linek, jednotlivě při montáži větších součástí do sestavných celků, či jako nástroj na přemístění příslušného nákladu.

2 Cíle diplomové práce

S ohledem na splnění zadání diplomové práce byly stanoveny tyto dílčí cíle diplomové práce:

- a) rozdělení a použití montážních plošin,
- b) volba vhodné koncepce montážní plošiny,
- c) konstrukční řešení zdvihání stolu,
- d) konstrukční řešení pohybu stolu,
- e) provést rozhodující pevnostní kontroly,
- f) vypracovat výkresovou dokumentaci.

3 Rozdělení a použití montážních stolů

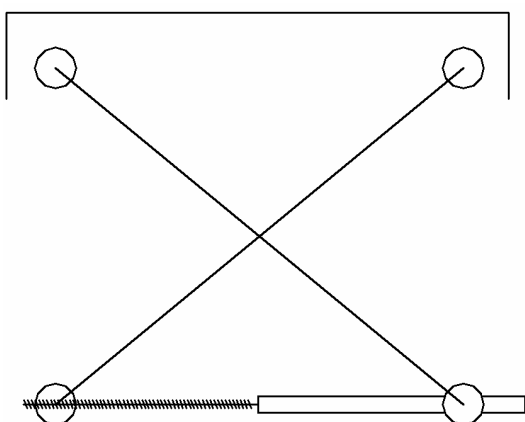
V závislosti na místě, kde stůl pracuje, musí být zvolen typ stolu, který vyhovuje provozním podmínkám. Při volbě typu se musí klást důraz především na hmotnost zvedaného břemene, typ přepravovaného břemene a terénní podmínky.

Montážní stoly se mohou rozdělit z několika hledisek:

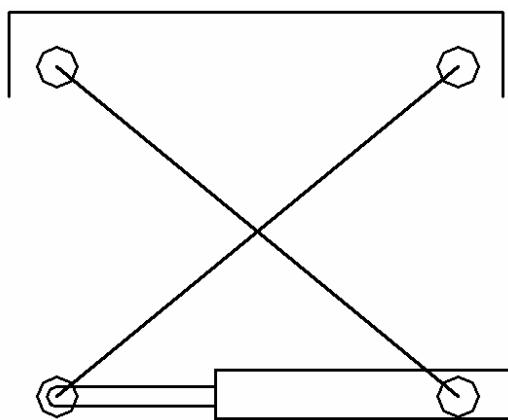
1. podle pohybu:
 - pohyblivé,
 - stacionární,
2. podle typu pohonu:
 - elektromotor,
 - elektromotor + hydraulický agregát,
 - dieselový agregát,
3. podle typu montážní plošiny:
 - s úpravami pro osoby (zábradlí),
 - s úpravami pro převoz pevných částí (upínací drážky),
 - s úpravami pro převoz sypkých materiálů (ohrnutí),
4. podle typu konstrukce zdvižné části:
 - nůžkové,
 - s vertikálním vedením.

Nejčastější v praxi používaná konstrukce je nůžková. Mezi její hlavní výhody patří nízká váha celého zařízení. Nevýhodou některých typů nůžkové konstrukce je špatná tuhost a po delší době používání může být systém nestabilní. U konstrukce s vertikálním vedením je třeba využití mohutnější konstrukce, ale i po delší době provozu je systém stále stabilní.

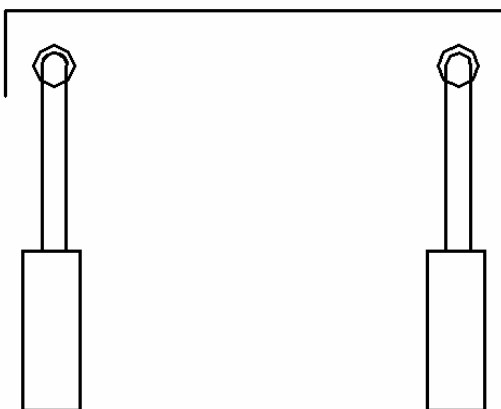
Velmi důležitá část systému je zvedací prvek. Existuje mnoho variant, jak plošinu zvedat. Záleží na mnoha faktorech, jak tento prvek volit. Je to zejména výška zdvihu a hmotnost zdvihaného břemene. Velmi častou variantou je hydraulický píst v kombinaci s nůžkovou konstrukcí (obr. 3.2). Dalším často využívaným prvkem je rotační hřídel se závitovým koncem a maticí (obr. 3.1). U tohoto prvku odpadá hydraulický agregát, avšak má poměrně složitý ložiskový uzel. Další variantou mohou být svislé hydraulické písty (obr. 3.3), nebo šroubové zvedáky se šnekovými převodníky (obr. 3.4).



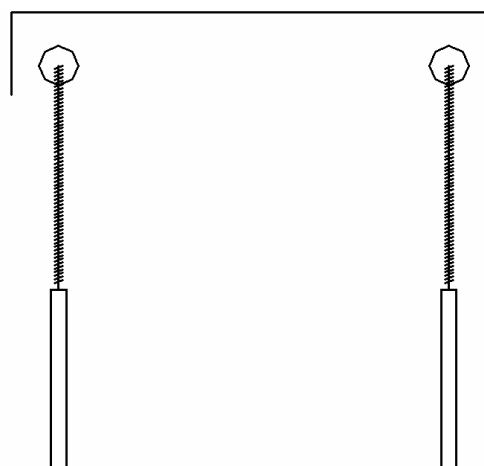
Obr. 3.1 Kombinace nůžek a závitové hřídele



Obr. 3.2 Kombinace nůžek a



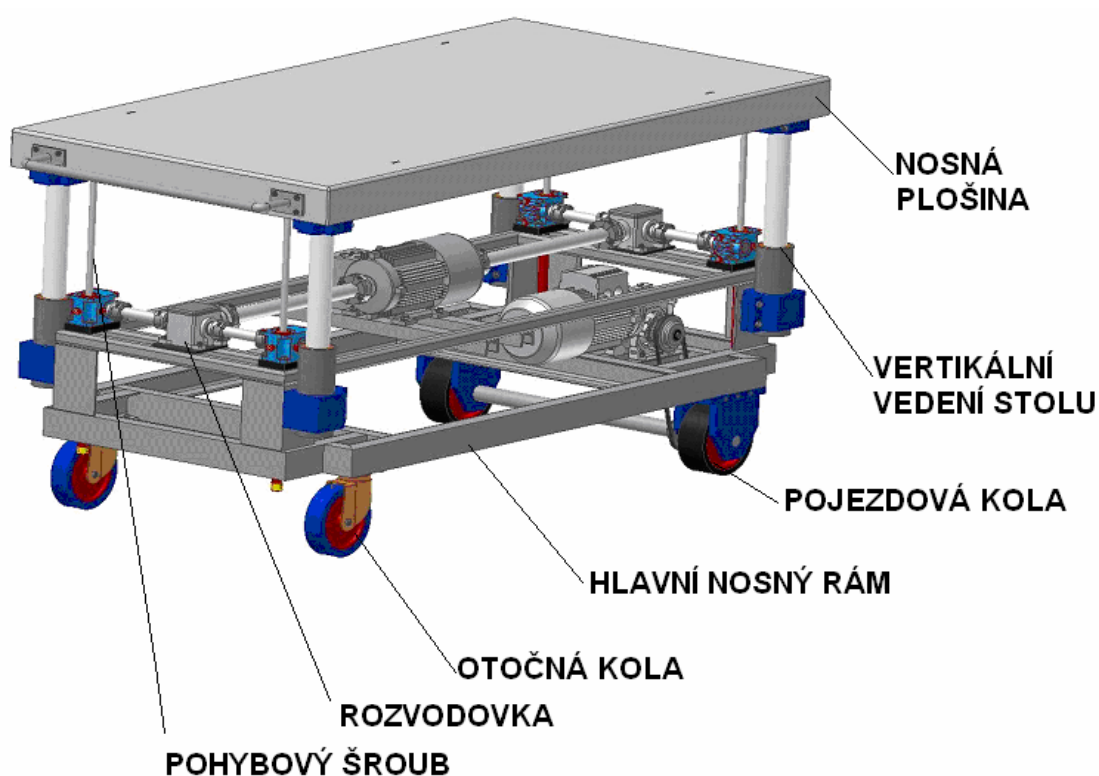
Obr. 3.3 Kombinace vertikálního vedení a hydraulického pístu



Obr. 3.4 Kombinace vertikálního vedení a šroubového zvedáku

4 Návrh a popis celkového řešení manipulačního stolu

Popis montážního stolu je na *obr. 4.1*. Zdvih stolu je realizován pomocí pohybových šroubů. Pro pohon zvedání plošiny byl zvolen elektromotor. Od něj se výkon rozvádí přes spojovací hřídele a rozvodovky k pohybovým šroubům. Tyto šrouby však nezajišťují stabilitu. Stabilita stolu je zajištěna pomocí vertikálního vedení. Pro pojezd plošiny byla zvolena šneková elektropřevodovka, ze které je výkon přenášen přes řemenový převod a pohonnou hřídel na pojezdová kola. Pro uchycení nákladu, který bude na plošině přepravován, slouží montážní otvory.



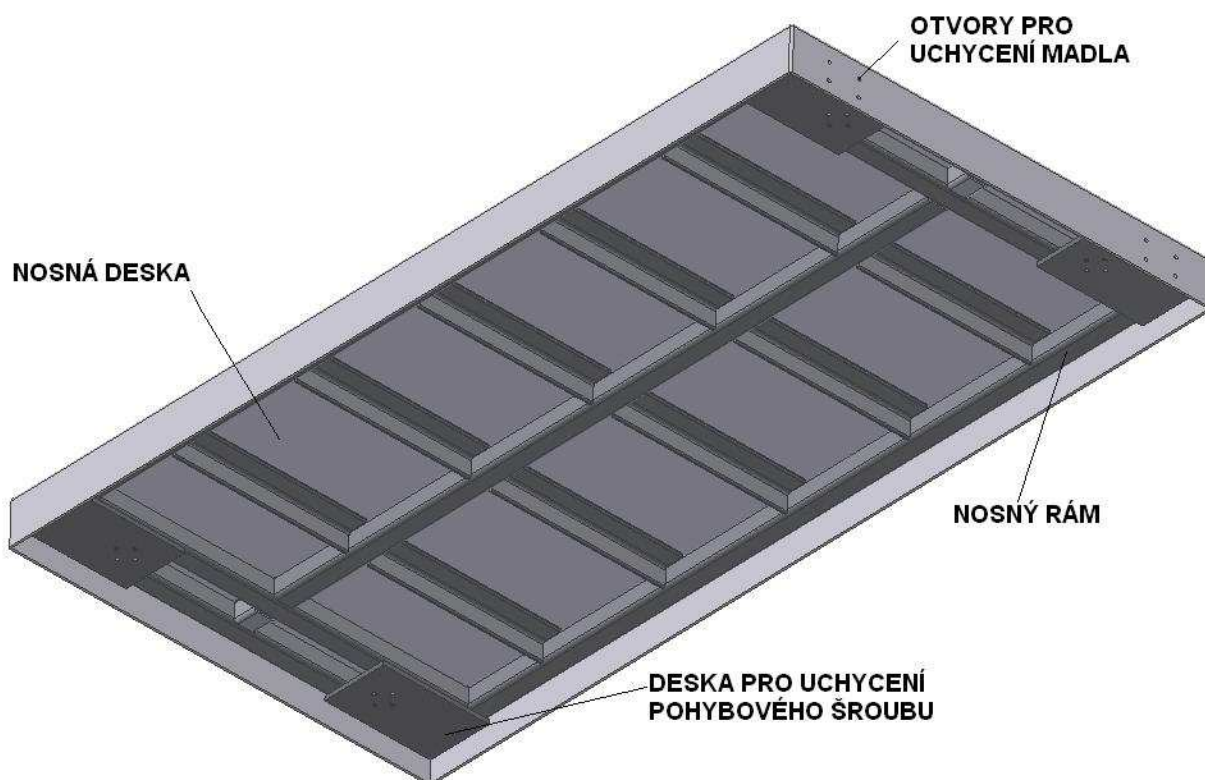
Obr. 4.1 Model montážního stolu

5 Konstrukční návrh nosné plošiny

Nosnou plošinou se rozumí část stolu, která slouží k umístění zvedaného nákladu. Ze zadání diplomové práce je maximální hmotnost nákladu dána 400 [kg] a rozměry nosné plochy jsou 1000x2000 [mm].

5.1 Popis nosné plošiny

Jelikož není stanoveno, kde přesně bude náklad na plošině umístěn, je nutné ji navrhnout tak, aby byla dostatečně tuhá ve všech případech umístění nákladu. Při návrhu konstrukce nosné plošiny bylo třeba brát zřetel na tuhost nosného rámu (roštu). Koncepce „roštu“ byla navržena tak, aby nebyla příliš složitá a těžká a vyhovovala požadovaným podmínkám.

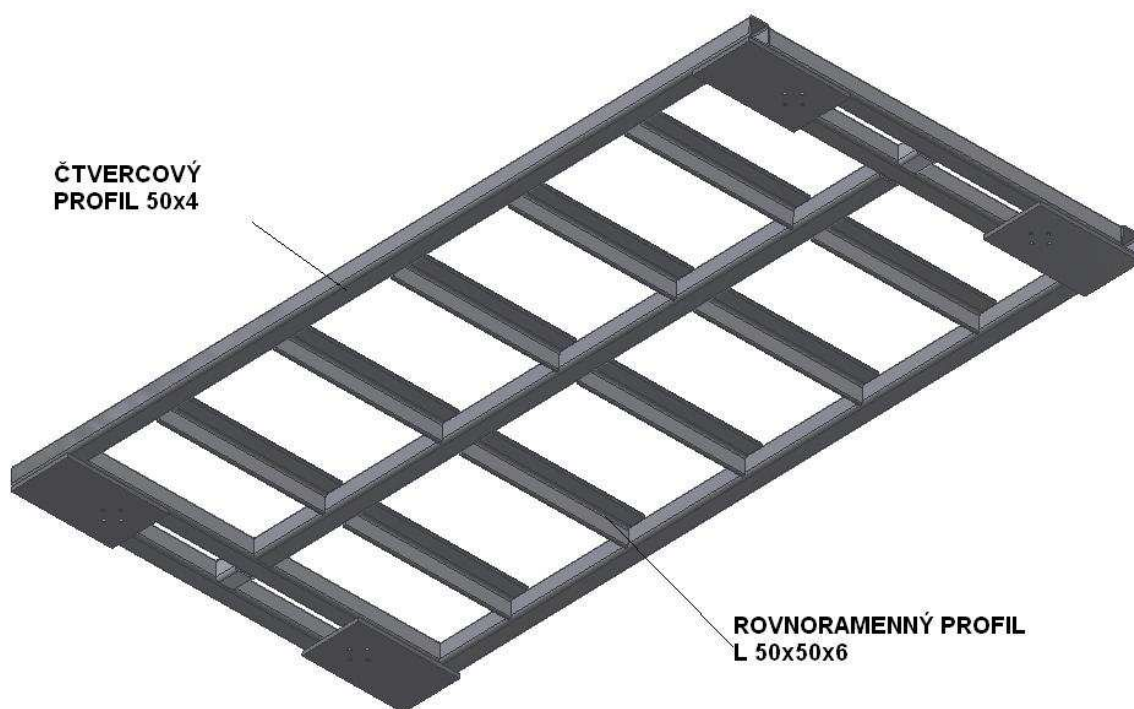


Obr. 5.1 Model nosné plošiny

Konstrukce nosného rámu je svařena z ocelových profilů. Obvod rámu tvoří uzavřený čtvercový profil 50x4 (obr. 5.2). Tímto typem profilu je také tvořeno boční vyztužení, na němž jsou přivařeny ocelové desky. Tyto desky tvoří základnu uchycení vertikálního vedení a pohybových šroubů. Pro středové vyztužení byl vybrán rovnoramenný L profil o velikosti 50x50x6 (obr. 5.2). Středové vyztužení je pak realizováno pravidelným rozmístěním těchto profilů. Materiál nosné desky byl zvolen hliníkový plech tloušťky 8 [mm]. Výhodou je, že oproti ocelovému provedení se sníží hmotnost téměř trojnásobně.

Ocelové provedení – 148 [kg].

Hliníkové provedení – 51,1 [kg].

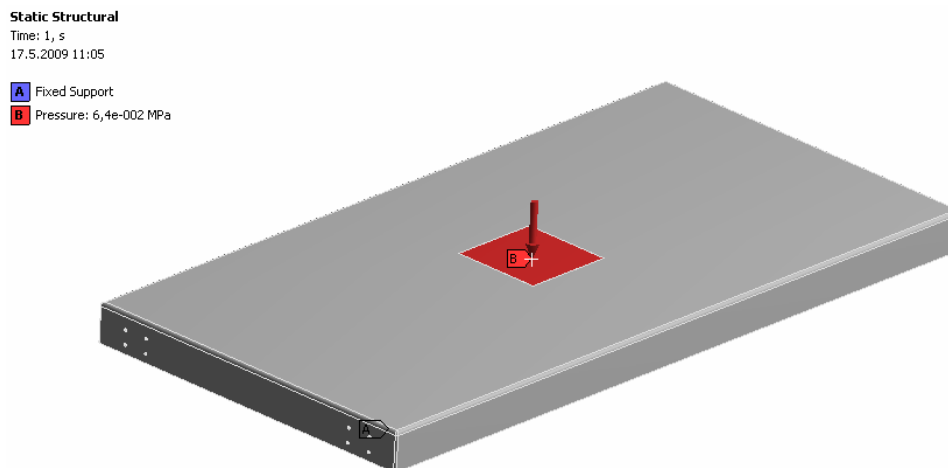


Obr. 5.2 Svařovaný nosný rám

5.2 Pevnostní a tuhostní analýza nosné plošiny

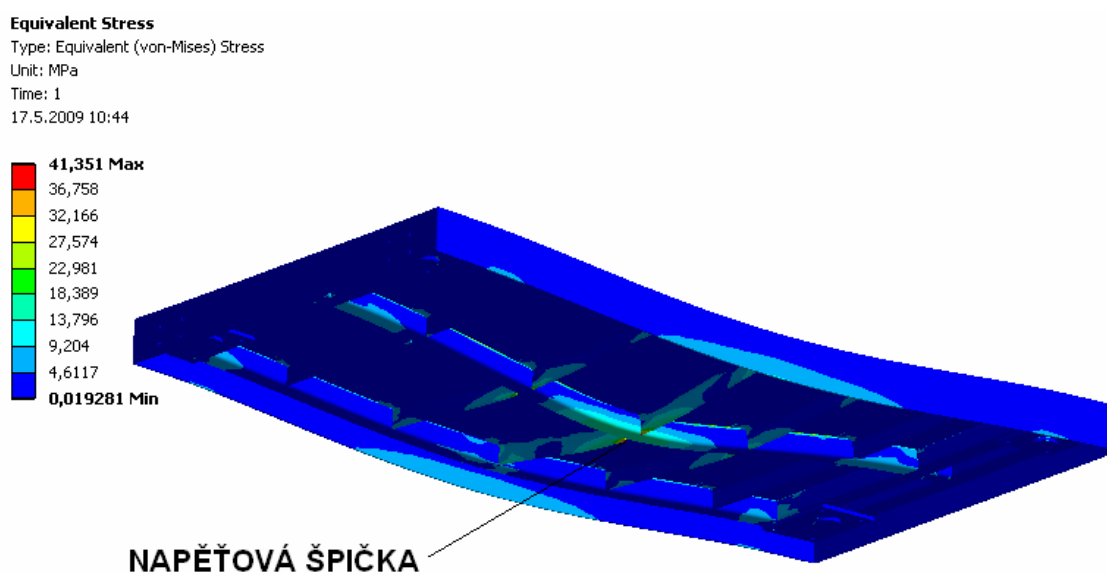
Pro ověření, že návrh stolu pevnostně vyhovuje, byly provedeny zatěžovací simulace v programu Ansys [18]. Tyto simulace měly ověřit především namáhání a tuhost stolu. Nosná plošina byla zatížena dvěma způsoby:

- 1) Zatížení bylo provedeno symetricky uprostřed stolu na ploše 250x250 [mm] a zatěžující síla byla 4000 [N] (obr 5.3).



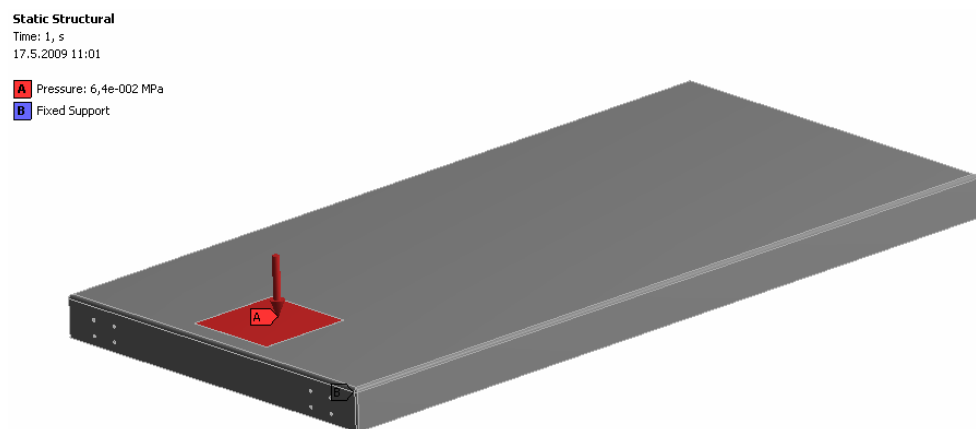
Obr. 5.3 Symetrické zatížení stolu

Znázornění průběhu redukovaného napětí prvního způsobu zatížení je na obr. 5.4.



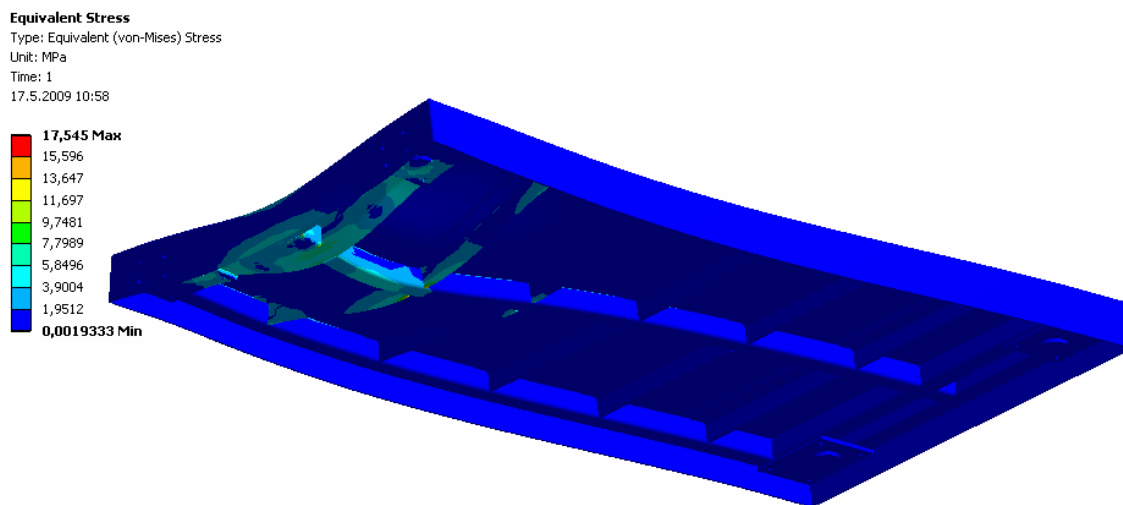
Obr. 5.4 Průběh symetrického zatížení stolu

- 2) Zatížení bylo provedeno na jednom konci stolu, opět na ploše 250x250 [mm] (obr. 5.5). Zatěžující síla byla 4000 [N].



Obr. 5.5 Nesymetrické zatížení stolu

Znázornění průběhu redukovaného napětí druhého způsobu zatížení je na obr. 5.6.



Obr. 5.6 Průběh nesymetrického zatížení stolu

Z výsledků první napět'ové analýzy je zřejmé, že napět'ová špička je podle předpokladu uprostřed (*obr. 5.4*). Rozložení napětí je téměř symetrické.

Výsledky druhé analýzy, již nebyly dle předpokladu. Hodnoty maximálního napětí jsou nižší než u prvního způsobu zatížení. Je to dáno tím, že na bocích rámu je tužší profilová síť. Shrnutí je provedeno v *tab. 5.1*. Velikosti deformací vyhovují funkci stolu.

Tab. 5. 1 Výsledné hodnoty pevnostní analýzy stolu

Způsob zatížení	Zátěžná plocha [mm]	Velikost zatížení [kg]	Maximální napětí [MPa]
SYMETRICKÉ	250x250	400	41,351
NESYMETRICKÉ	250x250	400	17,545

Součástí analýzy byl výpočet maximální deformace nosného stolu. Deformace byly vypočteny pro oba způsoby zatížení. Výsledky deformací jsou v *tab. 5.2*

Tab. 5. 2 Výsledné hodnoty deformační analýzy stolu

Způsob zatížení	Zátěžná plocha [mm]	Velikost zatížení [kg]	Maximální deformace [mm]
SYMETRICKÉ	250x250	400	0,24
NESYMETRICKÉ	250x250	400	0,04

5.2.1 Výpočet statické bezpečností nosné plošiny

Materiál svařovaného roštu jsem zvolil 11523.0. Mez kluzu materiálu je 284 [MPa] [1].

$$k_s = \frac{R_{e\min}}{\sigma_{\max}}$$

$$k_s = \frac{284}{41,351} \quad (2.1)$$

$$k_s = 6,86 [-] > 1,5 [-]$$

Hodnota bezpečnosti nosné plošiny k_s vyhovuje.

5.3 Návrh manipulačního madla

Aby se s montážní plošinou dalo bezproblémově manipulovat, je zapotřebí mít vhodné uchycení, pomocí něhož se bude zatáčet. Madlo bylo voleno tak, aby nepřekáželo v případě, že na plošině bude náklad, který by přesahoval její plošné rozměry. Přitom byl brán také zřetel na ergonomický tvar tak, aby se co nejlépe drželo a tím byla manipulace co nejpohodlnější. Madlo je trubka ohnutá přesně podle požadovaných rozměrů (obr. 5.7). Průměr trubky je 35 [mm].



Obr. 5.7 Manipulační madlo

Manipulační madlo je přišroubováno k hliníkové části stolu (obr. 4.1) osmi šrouby M8x25 se šestihrannou hlavou. Aby nedocházelo k omačkování hliníkové části, nepoužily se klasické matice, ale byl zvolen maticový protikus (obr. 5.7)

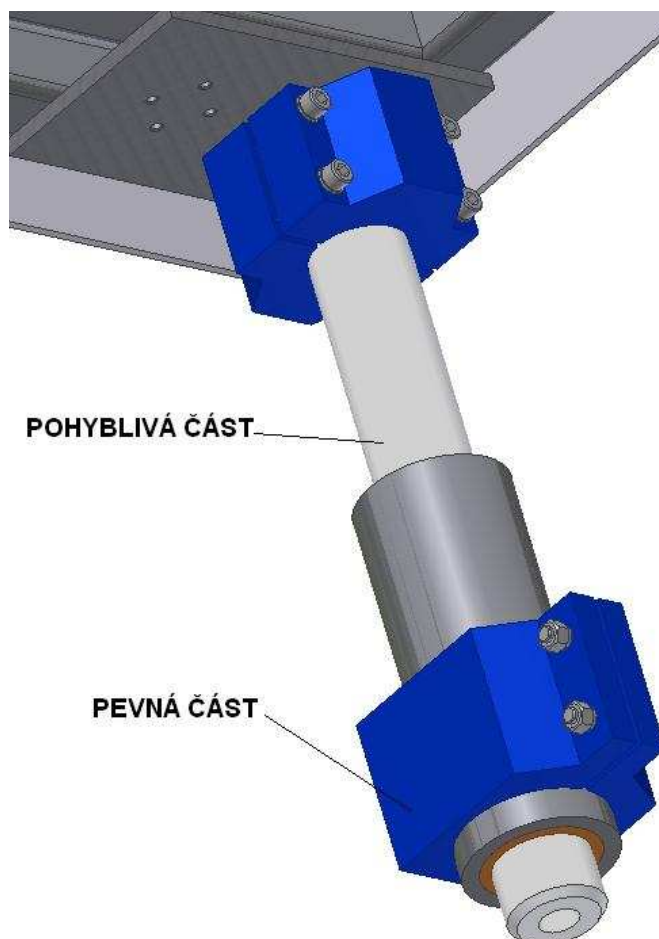
6 Návrh a řešení zdvihu stolu

6.1 Popis vertikálního vedení

Vertikální vedení je systém, který zajišťuje stabilitu nosné plošiny. Pro upevnění tohoto vedení, byla zvolená svěrná spojení. Svěrná spojení jsou přivařena k příslušným součástem. Pohyblivou část upevňuje spojení s děleným nábojem a pevnou část upevňuje jednostranně rozříznutý náboj (obr. 6.1).

Vedení se skládá ze dvou hlavních částí:

- pohyblivá část,
- pevná část.

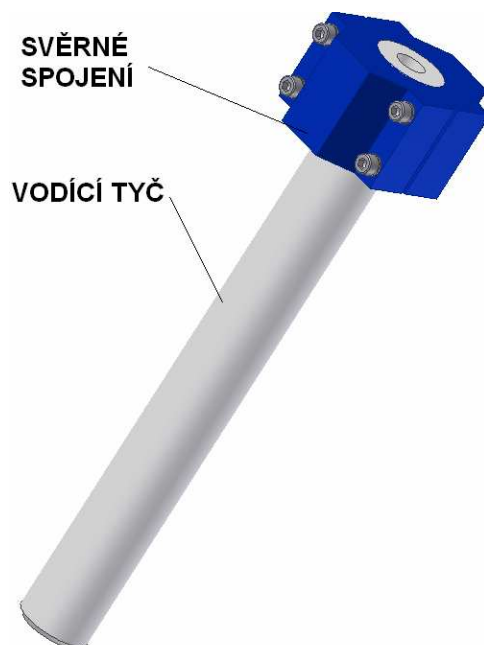


Obr. 6.1 Model vedení stolu

Pohyblivá část na *obr. 6.2* se skládá ze dvou komponentů:

- duralová vodící tyč,
- dělený náboj svěrného spojení.

Dělený náboj je spojen pomocí šroubů M10x60.

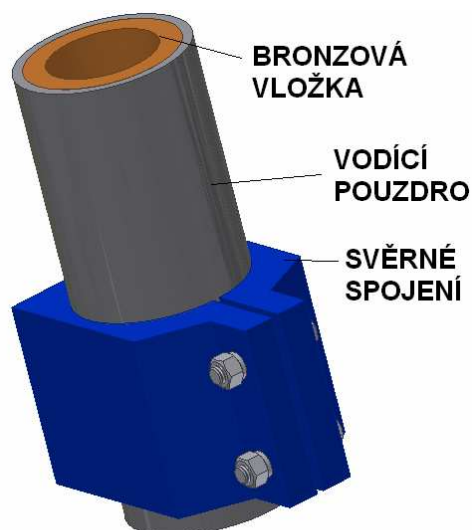


Obr. 6.2 Vertikální vedení – pohyblivá část

Pevná část vertikálního vedení (*obr. 6.3*) se skládá ze tří komponentů:

- ocelové vodící pouzdro,
- bronzová vložka,
- jednostranně rozříznutý náboj.

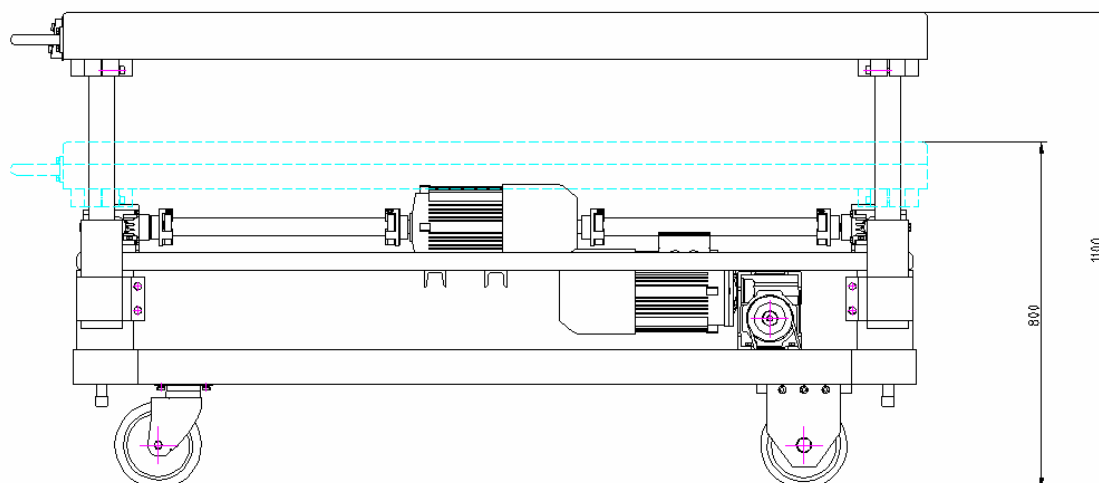
Svěrný spoj je přivařen na hlavní nosný rám. V něm je pak upevněno vodící pouzdro, které v sobě má nalisovanou bronzovou vložku. Náboj je sevřen pomocí šroubů M10x55.



Obr. 6.3 Vertikální vedení – pevná část

6.2 Konstrukční návrh pohonu zdvihu

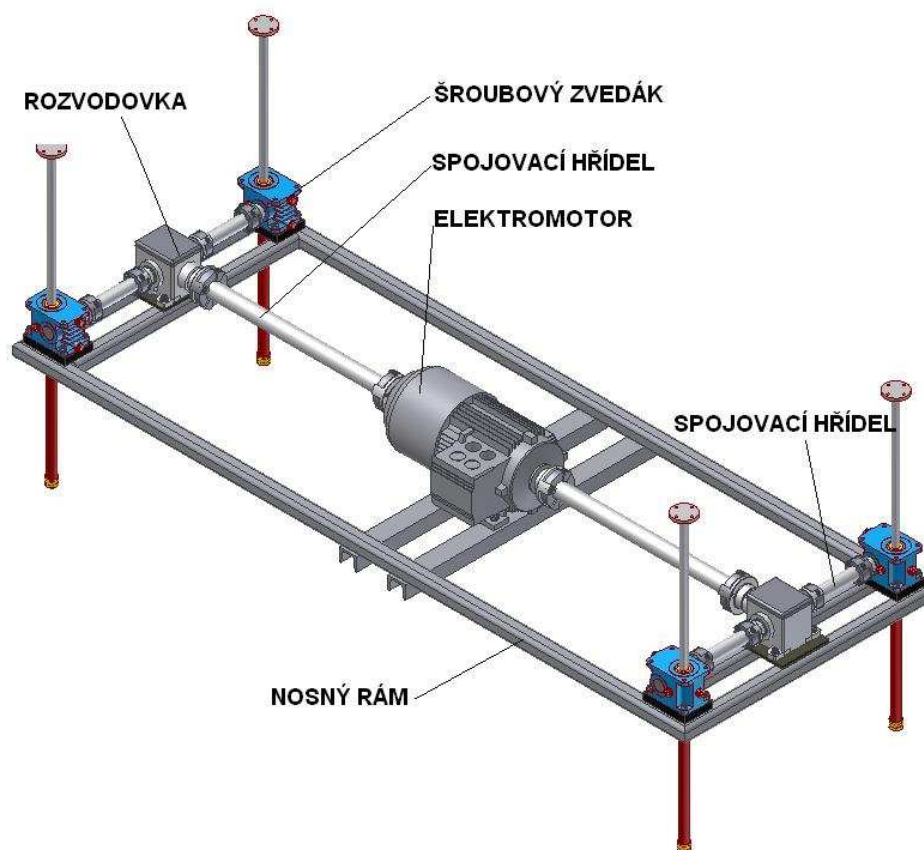
Zdvižný systém zajišťuje plynulé zvedání nosné plošiny. Maximální rychlost zdvihu je 1 [m/min] a výška zdvihu je 300 [mm] . Spodní poloha stolu je ve výšce 800 [mm] nad zemí, horní poloha je pak 1100 [mm] nad zemí (obr. 6.4).



Obr. 6.4 Náčrt výškových hodnot zdvihu stolu

Zdvižný pohon (obr. 5.5) se skládá z několika komponentů:

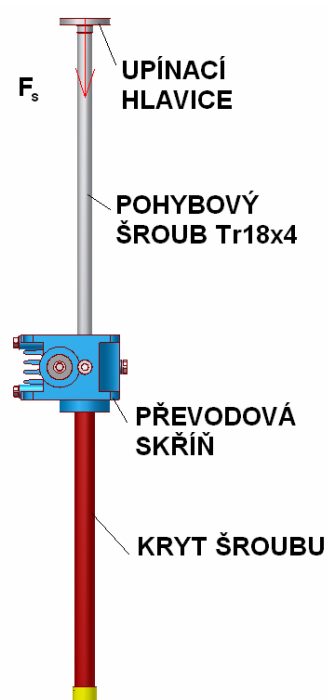
- 1) Elektromotor – má na obou stranách výstupy hřídelí. Byl zvolen od firmy Siemens [13]. Dodává energii (kroutící moment a otáčky) zvedací soustavě.
- 2) Spojovací hřídel G2 (16-28)-540. Byl zvolen od firmy Pfaff-silberblau [14]. Spojovací hřídel přenáší energii od motoru k rozvodovce.
- 3) Rozvodovka K 5.13 1_1 C. Byla zvolena od firmy Pfaff-silberblau [14]. Rozvádí energii od motoru ke šroubovým zvedákům.
- 4) Spojovací hřídel G1 (16-10)-157. Byl zvolen od firmy Pfaff-silberblau [14]. Spojovací hřídel přenáší energii od rozvodovek ke šroubovým zvedákům.



Obr. 6.5 Model pohonu zdvižné soustavy

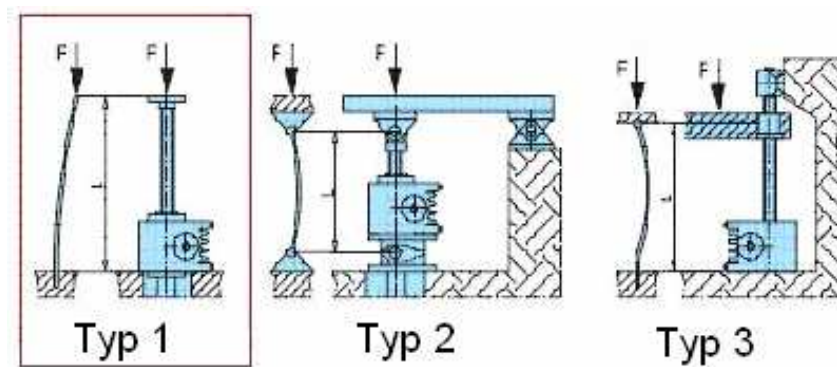
6.3 Návrh a pevnostní výpočet šroubového zvedáku

Jelikož může dojít k nerovnoměrnému rozložení sil na nosné ploše, je třeba jednotlivé šroubové zvedáky (obr. 6.6) naddimenzovat. Pro tento případ byla zvolena zátěžná (osová) síla $F_s = 3000 \text{ [N]}$, což odpovídá 25[%] hmotnosti zdvižného stolu + 250 [kg] od hmotnosti břemene.



Obr. 6.6 Šroubový zvedák HSE 31-380

Návrh a kontrola zvedacího šroubu na vzpěr byla provedena on-line podle webových stránek firmy [14]. Typy vzpěrného uložení jsou na obr. 6.7.



Obr. 6.7 Typy vzpěrného uložení

Z geometrických rozměrů a konstrukčního hlediska, byla zvolena celková výpočtová délka šroubu L (obr. 6.7) typ 1.

$$L_v = L_s + L_{sH} + L_{sZ} \quad (6.1)$$

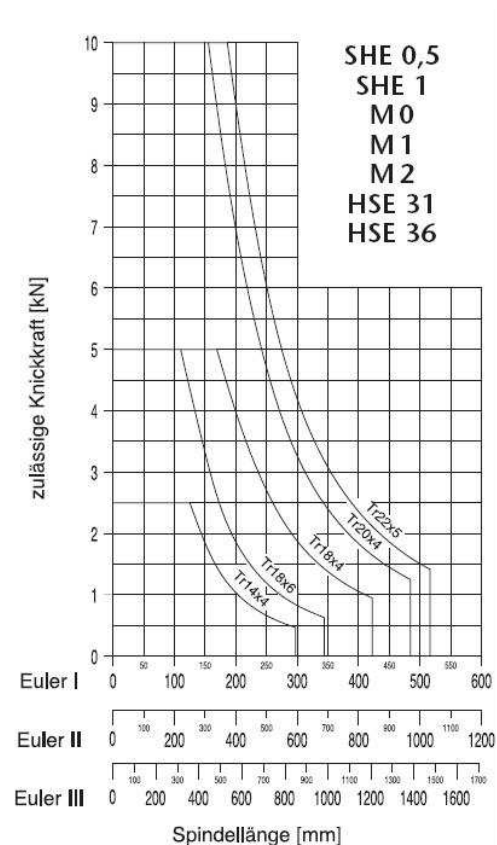
L_s – délka šroubu

L_{sH} – výška šroubové hlavy

L_{sZ} – výška šroubové zástavby

$$L_v = 350 + 18 + 80 = 448 \text{ [mm]}$$

Podle typu vzpěrného uložení, zatěžující síly a délky šroubu je možné z obr. 6.8 odečíst vhodný rozměr závitu pohybového šroubu. Vhodný závit pro dané parametry je Tr 22x5. Díky zátěžné síle F_s by byl navržený závit značně předimenzovaný, proto volím závit Tr20x4



Obr. 6.8 Graf na určení závitu

Diplomová práce

Rozměry závitu Tr20x4

$$P = 4 \text{ [mm]}$$

$$d = 20,000 \text{ [mm]}$$

$$d_2 = 18,000 \text{ [mm]}$$

$$d_3 = 15,500 \text{ [mm]}$$

Výpočet redukované délky pro vzpěr:

$$l_{RED} = \frac{L}{\sqrt{2}} = \frac{448}{\sqrt{2}} = 316,78 \text{ [mm]} \quad (6.2)$$

$$i = \sqrt{\frac{J}{S}} \quad (6.3)$$

$$J = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64} \quad (6.4)$$

$$S = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \quad (6.5)$$

Výpočet poloměru setrvačnosti:

$$i = \sqrt{\frac{J}{S}} = \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot d_3^4}{64}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}}} = \frac{d_3}{4} = \frac{15,5}{4} = 3,875 \text{ [-]}$$

Výpočet mezní štíhlosti:

$$\lambda = \frac{l_{RED}}{i} = \frac{316,78}{3,875} = 93,86 \quad (6.6)$$

Materiál pohybového šroubu je 11 600.7. Mez kluzu materiálu byla odečtena ze strojnických tabulek [1], $R_e = 390 \text{ [MPa]}$.

Výpočet σ_u

$$\sigma_u = 0,8 \cdot R_e = 0,8 \cdot 390 = 312 \text{ [MPa]} \quad (6.7)$$

Výpočet kritické mezní štíhlosti:

$$\lambda = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_u}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{240}} = 92,93 \quad (6.8)$$

$\lambda \geq \lambda_{KRIT} \Rightarrow$ výpočet vzpěru dle Eulera.

Výpočet kritické síly při vzpěru:

$$F_{KRIT} = \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot J}{l^2} = \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot \frac{\pi \cdot d_3^4}{64}}{l^2} = \frac{\pi^3 \cdot E \cdot d_3^4}{32 \cdot l^2} \quad (6.9)$$

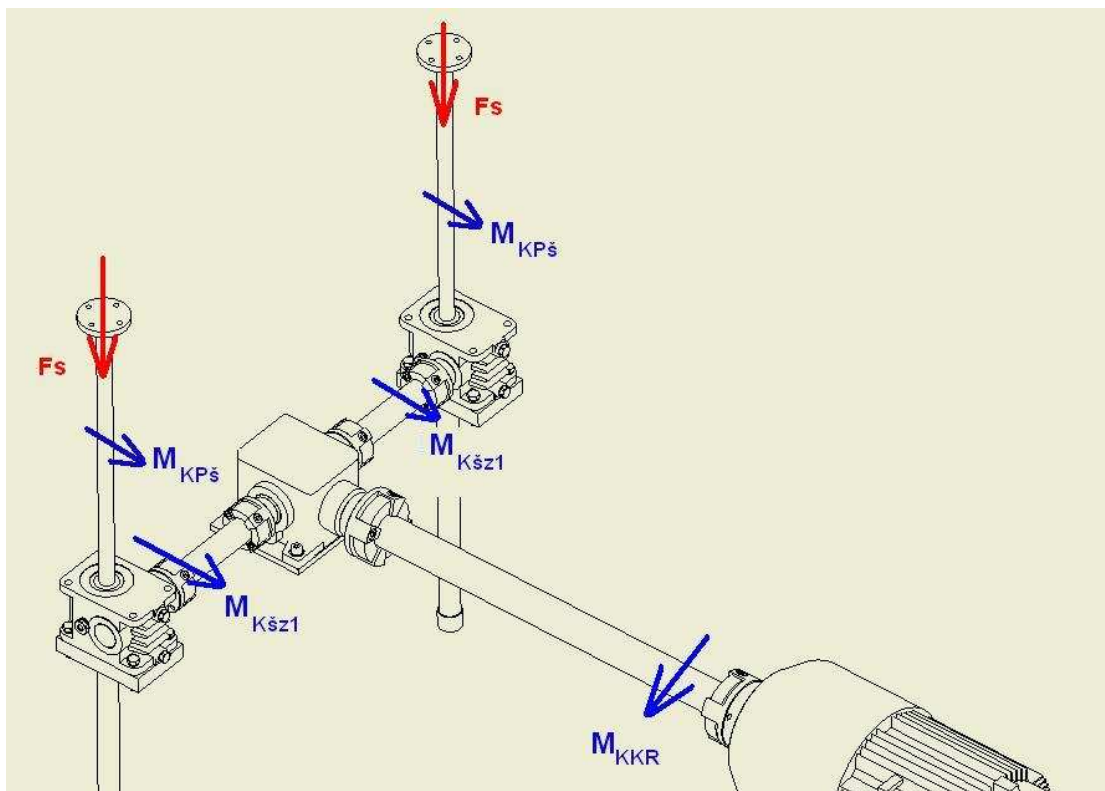
$$F_{KRIT} = \frac{\pi^3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 15,5^4}{32 \cdot 448^2} = 58518 [N]$$

Výpočet bezpečnosti ve vzpěru k_{vz} :

$$k_{vz} = \frac{F_{KRIT}}{Q} = \frac{58518}{3000} = 19,5 [-] \Rightarrow \text{vyhovuje.} \quad (6.10)$$

6.4 Výpočet silových a kinematických parametrů zdvižného systému

Znázornění působících sil a momentů na zdvižném pohonu je na *obr. 6.9*. Cílem výpočtu je stanovit potřebný kroučící moment a otáčky, které musí dodávat elektromotor. Výpočet vychází ze zatěžující síly F_s [N]. Z účinku této síly je spočítán kroučící moment M_{KKR} na rozvodce a následně potřebný kroučící moment M_{KPELM} elektromotoru.



Obr. 6.9 Schéma zatížení zdvižné soustavy

6.4.1 Výpočet vstupního kroutícího momentu $M_{KšZ1}$ šnekového zvedáku

Výpočet kroutícího momentu na pohybovém šroubu:

$$M_{KPš} = F_s \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \frac{d_2}{2} \quad (6.11)$$

Výpočet úhlu stoupání ψ na závitu Tr 20x4:

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} \quad (6.12)$$

$$P_h = 4 \text{ [mm]}$$

$$d_2 = 18 \text{ [mm]}$$

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{4}{\pi \cdot 18} = 4,046^\circ$$

$$M_{KPš} = 3000 \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \frac{18}{2} = 1909,8 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

Celková účinnost šnekového zvedáku (šneková + šroubová vazba) byla odečtena ze [14] a je $\mu_{šZ} = 42,5 \text{ [\%]}$. Převodový poměr šroubového zvedáku $i_{šZ}$ byl odečten ze [14], a je $i_{šZ} = 1/4$.

Výpočet $M_{KšZ1}$:

$$M_{KšZ1} = M_{KPš} \cdot \frac{1}{\mu_{šZ}} \cdot \frac{1}{i_{šZ}} \quad (6.13)$$

$$M_{KšZ1} = \frac{1909,8}{0,425} \cdot \frac{1}{4} = 1123,4 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

6.4.2 Výpočet vstupního momentu kuželové rozvodovky

$$M_{KKR} = 2 \cdot \frac{M_{KšZ1}}{\eta_{KR}} = 2 \cdot \frac{1123,4}{0,95} = 2365,15 \text{ [N} \cdot \text{mm]} = 2,365 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (6.14)$$

Účinnost kuželové rozvodovky μ_{KR} byla odečtena ze [14] a je $\mu_{KR} = 0,95 \text{ [-]}$.

6.4.3 Výpočet potřebných otáček elektromotoru

Pro stanovení potřebných otáček, které má dodávat elektromotor, jsem vycházel ze vzorce (3.15) pro výpočet rychlosti pohybového šroubu $v_{P\dot{s}}$:

$$v_{P\dot{s}} = \frac{h}{t} = \frac{P_h \cdot n_{P\dot{s}}}{60} \quad (6.15)$$

$$v_{P\dot{s}} = \frac{P_h \cdot n_{P\dot{s}}}{60} \Rightarrow n_{\dot{s}p} = \frac{v_{P\dot{s}} \cdot 60}{P_h}$$

P_h - stoupání závitu bylo odečteno ze strojnických tabulek [1], $P_h = 4 \text{ [mm]}$. Maximální požadovaná rychlost zvedání nosného stolu je rovna maximální rychlosti pohybového šroubu $v_{P\dot{s}}$, $v_{P\dot{s}} = 1 \text{ [m/min]}$.

Výpočet otáček pohybového šroubu:

$$n_{P\dot{s}} = \frac{v_{P\dot{s}} \cdot 60}{P_h} = \frac{\frac{1}{60} \cdot 60}{0,004} = 250 \text{ [ot/min]} \quad (6.16)$$

6.4.4 Výpočet otáček na vstupní hřídeli šnekové převodovky

Počet otáček na vstupní hřídeli šnekového zvedáku je roven potřebnému počtu otáček elektromotoru.

$$n_{\dot{s}nek} = n_{P\dot{s}} \cdot i_{\dot{s}Z} = 250 \cdot 4 = 1000 \text{ [ot/min]} \quad (6.17)$$

Volba rozvodové skříně:

Z vypočteného kroutícího momentu a otáček byla podle *tab. 6.1* zvolena rozvodová skříň z kuželovými koly (*obr.6.10*). Typové označení je **K 5.13 1-1 C 1000** (*tab. 6.1*).

Tab. 6.1 Parametry vybrané rozvodové skříně

Vstupní otáčky n_1 [min ⁻¹]	Výstupní otáčky n_2 [min ⁻¹]	K 5.13	
		P_1 [kW]	T_2 [Nm]
Převodový poměr 1:1			
50	50	0,2	42
250	250	1,0	38
500	500	1,9	36
750	750	3,0	38
1000	1000	3,7	35
1500	1500	4,3	27
3000	3000	8,0	25



Obr. 6.10 Rozvodová skříň K 5.13 1-1 C 1000

6.5 Návrh elektromotoru

6.5.1 Výpočet potřebného kroutícího momentu elektromotoru

$$M_{KPELM} = M_{KKR} \cdot 2 = 2,365 \cdot 2 = 4,73 [N \cdot m] \quad (6.18)$$

6.5.2 Výpočet výkonu elektromotoru

$$P_{ELM} = M_{KPELM} \cdot \omega_{zm} \quad (6.19)$$

$$P_{ELM} = M_{KPELM} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{šnek}}{60} = 4,73 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 1000}{60} = 0,495 [kW]$$

Podle vypočtených hodnot byl zvolen elektromotor (obr. 6.11) od firmy Siemens [13]. Typové označení motoru je **1LA7 083-6AA10 G26 K16**.

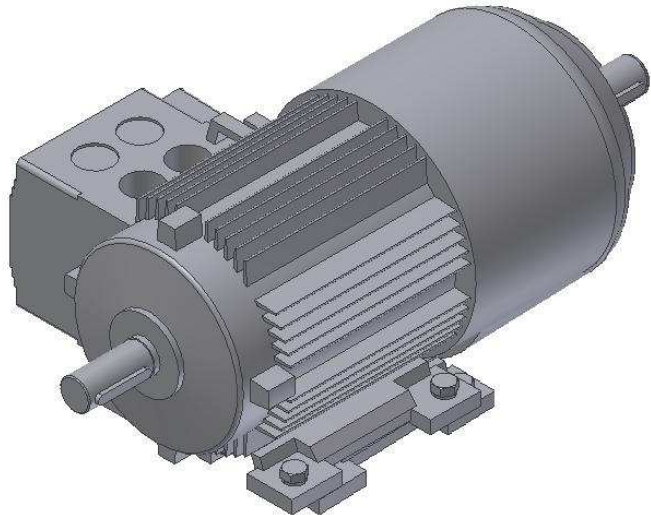
Parametry motoru:

$$P_{Nz} = 0,55 [kW]$$

$$n_{Nz} = 910 [ot/min]$$

$$M_{Nz} = 5,8 [N \cdot m]$$

$$\frac{M_z}{M_N} = 2,1 [-]$$



Obr. 6.11 Elektromotor **1LA7 083-6AA10 G26 K16**

6.5.3 Výpočet skutečné zvedací rychlosti

Otáčky zvoleného elektromotoru n_{Nz} jsou rozdílné od požadovaných otáček $n_{šnek}$, proto jsem provedl zpětný přepočít skutečné zvedací rychlosti nosného stolu v závislosti na skutečných otáčkách.

$$v_{sku} = \frac{P_h \cdot n_{SKš}}{60} = \frac{0,004 \cdot \frac{910}{4}}{60} = 0,91 [m/min] \quad (6.20)$$

Skutečná rychlost, kterou se bude montážní plošina zvedat je $0,91 [m/min]$.

6.6 Volba spojovacích hřídelí

Spojovací hřídele byly zvoleny podle [14] a jsou znázorněny na *obr. 6.12*. Volba velikosti spojovacích hřídelí je přímo závislá na přenášeném krouticím momentu. Velikost momentu se dá stanovit se základních údajů na štítku elektromotoru, nebo z katalogu. Pro přenos výkonu byly zvoleny 2 typy spojovacích hřídelí. Menší spojovací hřídel s typovým označením **G1 (16-16)-157**, spojuje rozvodovou skříň se šroubovým zvedákem. Větší spojovací hřídel s typovým označením **G2 (16-28)-540**, spojuje elektromotor s rozvodovou skříní.

Přenos krouticího momentu je zajištěn pomocí těsného pera. Pryžové segmenty eliminují rozběhové rázy a posuv je pak klidnější.

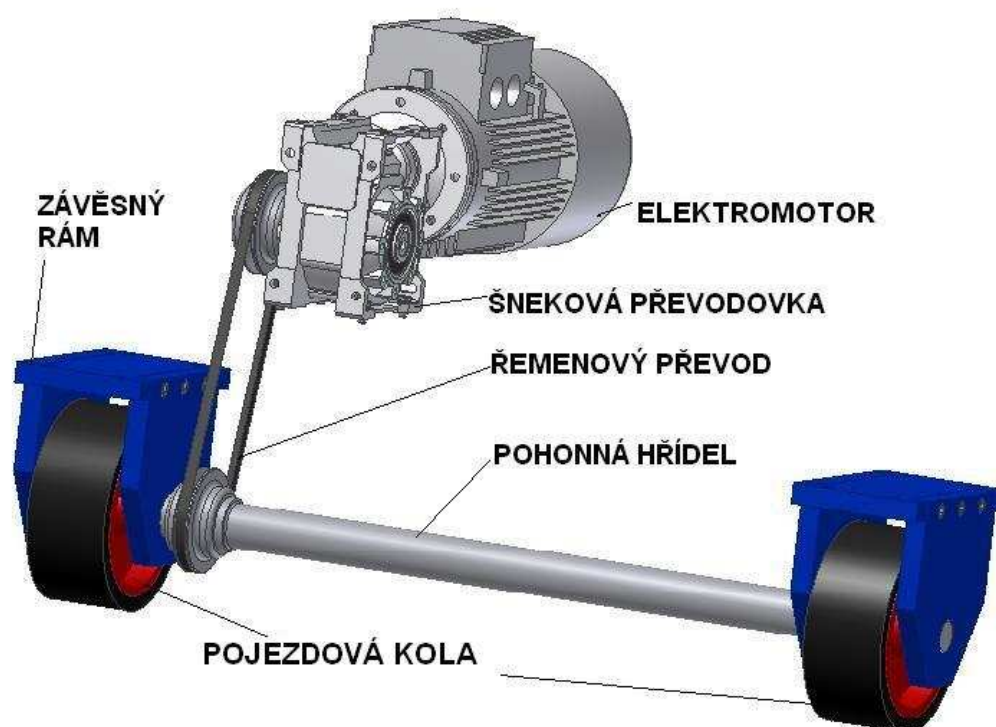


Obr. 6.12 Spojovací hřídel G2 (16-28)-540

Kontrolní výpočet spojení těsným perem mezi kuželovou rozvodovkou (*obr. 6.10*) a spojovací hřídelí (*obr. 6.12*) není proveden. Z *tab. 6.1* je zřejmé, že těsné pero, přeneseme krouticí moment o velikosti 35 [N·m]. Skutečný krouticí moment, který daný spoj přenáší, je 2,365 [N·m]. Spojení tedy s velkou bezpečností vyhovuje.

7 Návrh pojezdového pohonu

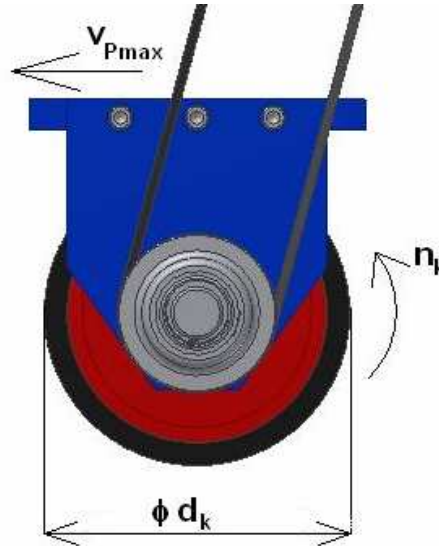
Popis pojezdového pohonu je na *obr. 7.1*. Maximální pojezdová rychlost montážní plošiny je 5 [m/min]. Pro tento pohon byla zvolena šneková převodovka s elektromotorem od firmy Bonfiglioli [12]. Z převodovky je výkon přenášen na pohonnou hřídel pomocí řemenového převodu. Hřídel je upevněna na čtyřech místech v kluzném uložení v závěsném rámu. Na koncích hřídele jsou pojezdová kola, která jsou s hřídelí spojena pomocí pera.



Obr. 7.1 Popis pojezdu stolu

7.1 Výpočet potřebných otáček na hnací hřídeli

Při výpočtu potřebných otáček na hnací hřídeli, jsem vycházel ze vzorce pro výpočet maximální pojezdové rychlosti (7.1). Poloměr pojezdového kola r_K (obr. 7.2) je 100 [mm]. V závislosti na poloměru kola r_K byla spočítána úhlová rychlost ω_K a následně požadované otáčky kola n_K .



Obr. 7.2 Pojezdové kolo

$$v_{Pmax} = r_K \cdot \omega_K \Rightarrow \omega_K = \frac{v_{Pmax}}{r_K} \quad (7.1)$$

Výpočet úhlové rychlosti pojezdového kola:

$$\omega_K = \frac{1}{\frac{12}{0,1}} = 0,8\bar{3} \text{ [Rad} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$\omega_K = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_K}{60} \Rightarrow n_K = \frac{60 \cdot \omega_K}{2 \cdot \pi} \quad (7.2)$$

Výpočet otáček pojezdového kola :

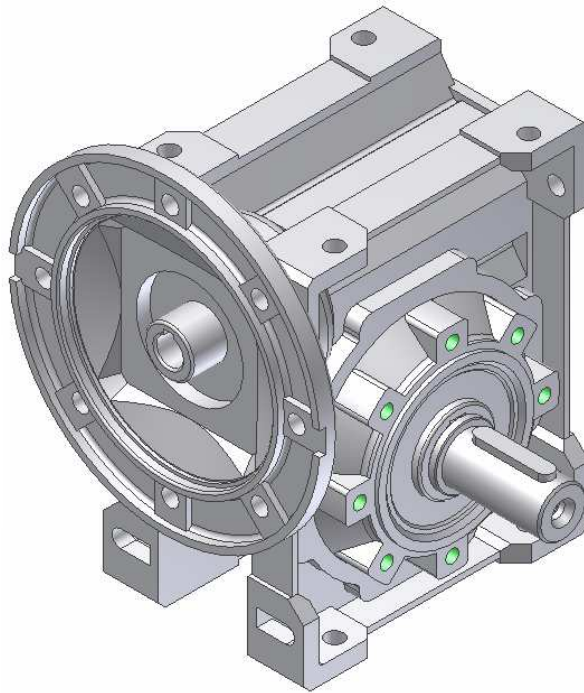
$$n_K = \frac{60 \cdot 0,8\bar{3}}{2 \cdot \pi} = 7,957 \text{ [ot / min]}$$

7.2 Volba převodovky pojezdového pohonu

Podle výpočtových otáček volím šnekovou převodovku **WR 63 L1 U-114-P(IEC) B3** od firmy Bonfiglioli [12] (*obr. 7.3*).

Parametry zvolené převodovky při otáčkách $n_1 = 900$ [ot/min]:

- $i_{n\dot{S}P} = 114$ [-]
- $n_{2p} = 7,9$ [ot/min]
- $T_{2p} = 175$ [N·m]
- $P_{1p} = 0,25$ [kW]
- $FS = 1,9$ [-]



Obr. 7.3 Šneková převodovka **WR 63 L1 U-114-P(IEC) B3**

7.3 Výpočet potřebného hnacího momentu elektromotoru M_{hm}

Při výpočtu potřebného momentu M_{hm} jsem vycházel z momentové rovnice (7.3).

$$J_R \cdot \varepsilon_m = M_{hm} - M_{odpR} \quad (7.3)$$

7.3.1 Výpočet úhlového zrychlení elektromotoru ε_m

Pro výpočet ε_m bylo nutné zvolit čas t_R [s], za který zrychlí vozík z nuly na požadovanou rychlost. Po konzultaci byl čas zvolen 2 sekundy, $t_R = 2$ [s].

Výpočet zrychlení montážní plošiny (vozíku) a_v :

$$a_v = \frac{v_{P\max}}{t_R} = \frac{5}{\frac{60}{2}} = \frac{1}{24} [m \cdot s^{-2}] \quad (7.4)$$

Výpočet úhlového zrychlení na pojezdovém kole ε_K :

$$\varepsilon_K = \frac{a_v}{r_K} = \frac{1}{\frac{24}{0,1}} = 0,41\bar{6} [rad \cdot s^{-2}] \quad (7.5)$$

$$\varepsilon_m = \frac{a_v \cdot i_{n\dot{S}P}}{r_K} = \frac{1}{\frac{24}{0,1}} \cdot 114 = 50 [rad \cdot s^{-2}] \quad (7.6)$$

7.3.2 Výpočet redukovaného momentu setrvačnosti J_R

Pro výpočet momentu J_R jsem použil energetickou rovnici (7.7). V rovnici jsou zahrnuty všechny energie, které působí proti pojezdovému pohybu plošiny.

$$\frac{1}{2} \cdot J_R \cdot \omega_m^2 = \frac{1}{2} J_m \cdot \omega_m^2 + \frac{1}{2} J_P \cdot \omega_m^2 + 2 \cdot \left(\frac{1}{2} J_{KP} \cdot \omega_K^2 \right) + 2 \cdot \left(\frac{1}{2} J_{KZ} \cdot \omega_K^2 \right) + \frac{1}{2} m_{celk} \cdot v_V^2 \quad (7.7)$$

Rotační energie na pravé straně rovnice jsou k pohybové energii téměř zanedbatelné, tudíž budou ve výpočtu J_R zanedbány. Při zanedbání daných energií ze vzorce (7.7) dostáváme nový vztah (7.8):

$$\frac{1}{2} \cdot J_R \cdot \omega_m^2 = \frac{1}{2} m_{celk} \cdot v_V^2 \quad (7.8)$$

Vyjádření vztahu na výpočet úhlové rychlosti motoru ω_m .

$$v_V = \omega_K \cdot r_K \Rightarrow \omega_K = \frac{v_V}{r_K} \quad (7.9)$$

$$\omega_K = \frac{\omega_m}{i_{n\dot{S}P}} \quad (7.10)$$

Dosazením vzorce (7.10) a upraveného vzorce (7.4) do vzorce (7.9), dostáváme vztah (7.11):

$$\frac{1}{2} \cdot J_R \cdot \omega_m^2 = \frac{1}{2} m_{celk} \cdot \left(\frac{\omega_m \cdot r_K}{i_{n\dot{S}P}} \right)^2 \quad (7.11)$$

Vyjádření vztahu pro výpočet J_R

$$J_R = m_{celk} \cdot \frac{r_K^2}{i_{n\dot{S}P}^2} \quad (7.12)$$

$$J_R = 850 \cdot \frac{10^2}{114^2} = 6,54 [kg \cdot cm^2]$$

7.3.3 Výpočet celkového redukovaného momentu odporu M_{odpR}

Momentová rovnice (7.13) zahrnuje všechny odporové momenty, které působí proti pohybu pojezdu plošiny.

$$M_{odpR} = M_{odp\dot{R}} + 4 \cdot M_{od\dot{C}d} \cdot \frac{1}{i_{n\dot{S}P}} + 4 \cdot M_{odV} \cdot \frac{1}{i_{n\dot{S}P}} \quad (7.13)$$

Moment odporu převodovky $M_{odp\dot{R}}$ nyní nebude ve výpočtu uvažován, ale projeví se až ve finálně upraveném vzorci jako účinnost převodovky $\eta_{p\dot{R}}$. Moment odporu čepového tření $M_{od\dot{C}T}$ je vzhledem k momentu valivého odporu M_{odV} zanedbatelný, tudíž nebude ve výpočtu zahrnut.

$$M_{odpR} = 4 \cdot M_{odV} \cdot \frac{1}{i} \quad (7.14)$$

Výpočet momentu valivého odporu M_{odV} :

$$M_{odV} = m_{celk} \cdot g \cdot \xi \quad (7.15)$$

$$M_{odV} = V \cdot r_K \quad (7.16)$$

Sloučením vzorců (7.15) a (7.16) je dán vztah (7.17). Valivý odpor přenáší 4 kola.

$$V = \frac{m_{celk}}{4 \cdot r_K} \cdot g \cdot \xi \quad (7.17)$$

Vztah (7.17) je nyní zpětně dosazen do (7.14) a ten následně upraven na (7.18). Účinnost řemenového převodu se pohybuje v rozmezí 0,90-0,97[-]. Účinnost $\eta_{\dot{R}P}$ byla zvolena 0,92[-] podle [7].

$$M_{odpR} = m_{celk} \cdot g \cdot \xi \cdot \frac{1}{i_{n\dot{S}P}} \cdot \frac{1}{\eta_{\dot{R}P}} \quad (7.18)$$

$$M_{odpR} = 850 \cdot 9,81 \cdot 0,01 \cdot \frac{1}{114} \cdot \frac{1}{0,92} = 0,795 [Nm]$$

Ze vzorce (7.3) je vyjádřen M_{hm} a do výpočtu je zahrnuta i účinnost šnekové převodovky. Účinnost šnekové převodovky je 39[%] a byla zjištěna podle [12].

$$M_{hm} = \frac{J_R \cdot \varepsilon_m + M_{odpR}}{\eta_{P\dot{R}}} \quad (7.19)$$

$$M_{hm} = \frac{\frac{6,54}{10000} \cdot 50 + 0,795}{0,39} = 2,12 [Nm]$$

Při porovnání vypočtených momentů M_{odpR} a $J_R \cdot \varepsilon_m$ bylo zjištěno, že M_{odpR} tvoří podstatnou část hodnoty výsledného momentu. Proto bude motor navržen dle nominální hodnoty krouticího momentu. V případě, že by rozběhový moment vyjádřený součinem $J_R \cdot \varepsilon_m$ tvořil více ovlivňující složku výpočtu, byl by motor navržen podle záběrového momentu.

7.4 Volba elektromotru

Na základě vypočtených hodnot byl zvolen motor firmy Bonfiglioli [12] (obr. 7.4). Typové označení motoru je **BN 71 B**.

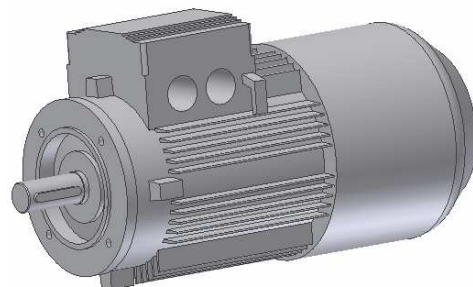
Parametry motoru:

$$P_{Np} = 0,25 [kW]$$

$$n_{1p} = 900 [ot/min]$$

$$M_{nm} = 2,7 [Nm]$$

$$M_s/M_n = 1,9 [-]$$



Obr. 7.4 Elektromotor **BN71 B**

7.5 Výpočet skutečné rychlosti v_{SK} , kterou se plošina bude pohybovat

Vypočítané otáčky kola n_K jsou rozdílné od otáček, které vystupují ze šnekové převodovky. Je tedy nutné přepočítat pojezdovou rychlost v závislosti na skutečných otáčkách n_{SKh} .

7.5.1 Výpočet skutečných otáček na hnací hřídeli

Výpočet je proveden bez uvažování prokluzu řemenu.

$$n_{SKh} = \frac{n_1}{114} = \frac{900}{114} = 7,894 \text{ [ot/min]} \quad (7.20)$$

7.5.2 Výpočet skutečné rychlosti montážní plošiny

$$v_{SK} = r_K \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{SK} \quad (7.21)$$

$$v_{SK} = 0,1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 7,894 = 4,96 \text{ [ot/min]}$$

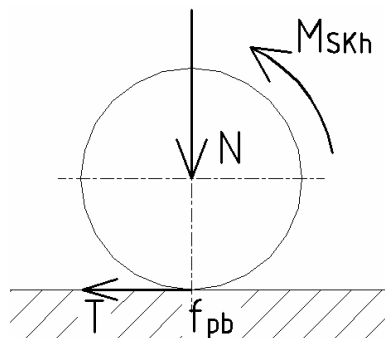
7.6 Kontrolní výpočet proti proklouznutí kol na podlaze

Výpočet je proveden pro ověření, zda při rozjezdu nedojde k proklouznutí kol tzv. „podhrabu“. Musí platit podmínka, že skutečný krouticí moment na hřídeli M_{SKh} musí být menší, než maximální třecí moment M_{Tmax} , který jsou kola schopna přenést bez „podhrabu“ $M_{Tmax} \geq M_{SKh}$.

7.6.1 Výpočet skutečného krouticího M_{SKh} momentu na hřídeli

$$M_{SKh} = M_{nm} \cdot i_n \cdot \eta_{PŘ} \cdot \eta_{ŘP} \quad (7.22)$$

$$M_{SKh} = 2,7 \cdot 114 \cdot 0,39 \cdot 0,92 = 110,44 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$



Obr. 7.5 Silové poměry na kole

Součinitel smykového tření mezi kolem a podlahou je v intervalu 0,7-0,8[-]. Hodnota součinitele f_{pb} (Obr. 7.5) byla zvolena na 0,75 [-] podle [11].

7.6.2 Výpočet maximálního třecího momentu, který kola přenesou

Hodnota normálové síly N [N] (obr. 7.5) byla vypočtena v programu Inventor 2008 [16]. Je přímo závislá na hmotnosti montážní plošiny a hmotnosti břemene.

$$M_{T_{\max}} = N \cdot f_{pb} \cdot r_K \quad (7.23)$$

$$M_{T_{\max}} = 4169,25 \cdot 0,75 \cdot 0,1 = 312,7 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

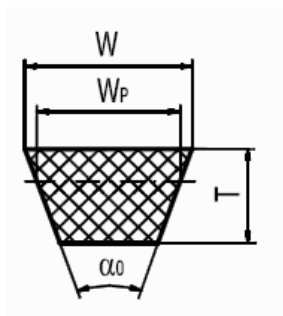
$M_{T_{\max}} > M_{SKh}$ Podmínka pro neproklouznutí kol je splněna. Kola při rozběhu neproklouznou.

7.7 Návrh řemenového převodu

7.7.1 Stanovení velikosti klasického průřezu klínového řemene

Hnací klínový řemen klasického průřezu podle ČSN 02 3110 přenáší jmenovitý výkon P_1 [kW] a jmenovité otáčky n_1 [ot/min]. Podle těchto parametru je z normy ČSN 02 3110 zvolen příslušný průřez řemenu. Jestliže výkon přenášený řemenovým převodem je menší než 2 [kW], automaticky se volí průřez řemenu Z. Podle skutečných otáček n_{SKh} a přenášeného kroutícího momentu M_{SKh} volím průřez řemenu Z.

Průřez řemenu je na obr. 7.6.



Obr. 7.6 Průřezové rozměry řemenu

Tab. 7.1 Rozměry klínového řemenu klasického průřezu

Označení průřezu řemene	W_p	W	T	α_0
Z	8,5 [mm]	10 [mm]	6,0 [mm]	40°

Podle doporučených rozměru z normy ČSN 02 3179 [7] je minimální výpočtový průměr řemenice 63 [mm].

$$D_{MINf} = 63 \text{ [mm]}$$

Výpočet předběžného průměru řemenice:

$$D_{1f} = \frac{60000 \cdot v_{SK}}{\pi \cdot n_{SK}} \quad (7.24)$$

$$D_{1f} = \frac{60000 \cdot \frac{2,489}{60}}{\pi \cdot 7,894} = 100,8 \text{ [mm]}$$

Průměr byl upraven na nejbližší normalizovanou hodnotu, $D_{1f} = 100 [mm]$.

Poměr řemenového převodu $i_f = 1$.

Výpočet průměru hnané řemenice D_{2f} :

$$D_{2f} = D_{1f} \cdot i_f = 100 \cdot 1 = 100 [mm]$$

Výpočet skutečného poměru řemenového převodu:

Hodnota skluzu „s“ pro řemen Rekord je 0,01 [-], odečteno z [7].

$$i_{SKf} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - s)} \quad (7.25)$$

$$i_{SKf} = \frac{100}{100 \cdot (1 - 0,01)} = 1,01 [-]$$

Výpočet rychlosti v_{sku} s upraveným průměrem řemenice, dle normalizovaných hodnot:

$$v_{sku} = \frac{\pi \cdot D_{1f} \cdot n_{SK}}{60} = \frac{\pi \cdot 0,1 \cdot 7,894}{60} = 0,04 [m \cdot s^{-1}] \quad (7.26)$$

7.7.2 Návrh a výpočet osově vzdálenosti

Předběžná osová vzdálenost se volí na základě empirického vztahu podle [7], který udává interval pro předběžnou hodnotu osově vzdálenosti:

$$0,7 \cdot (D_1 + D_2) < A < 2 \cdot (D_1 + D_2) \quad (7.27)$$

$$0,7 \cdot (100 + 100) < A < 2 \cdot (100 + 100)$$

$$140 < A < 400$$

Z konstrukčních důvodů byla zvolena předběžná osová vzdálenost 300 [mm].

Výpočet předběžné délky řemene L'_p :

$$L'_p = 2 \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \pi \cdot D_1 \cdot \frac{\alpha}{360} + \pi \cdot D_2 \cdot \frac{\delta}{360} \quad (7.28)$$

$$\alpha = 180 - 2 \cdot \gamma \quad (7.29)$$

$$\delta = 180 + 2 \cdot \gamma \quad (7.30)$$

Po dosazení vzorců (7.29) a (7.30) do vzorce (7.28) dostáváme:

$$L'_p = 2 \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{\pi \cdot \gamma}{180} (D_2 - D_1) \quad (7.31)$$

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot A} \quad (7.32)$$

$$\cos \frac{\alpha}{2} = 0 \Rightarrow \frac{\alpha}{2} = 90^\circ$$

$$\gamma = 90 - \frac{\alpha}{2} = 0^\circ \quad (7.33)$$

$$L'_p = 2 \cdot 300 \cdot \sin 90 + \frac{\pi}{2} (100 + 100) + \frac{\pi \cdot 0}{180} (100 - 100)$$

$$L'_p = 914,16 [mm]$$

Délka řemene L_p byla volena podle normalizovaných hodnot ze [7], $L_p = 900 [mm]$.

Výpočet skutečné osové vzdálenosti:

$$A_{SK} = \frac{1,04 \cdot L_p - \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2)}{2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} \quad (7.34)$$

$$A_{SK} = \frac{1,04 \cdot 900 - \frac{\pi}{2} (100 + 100)}{2 \cdot \sin 90^\circ} = 310,92 [mm]$$

7.7.3 Stanovení počtu řemenů

Celkový počet řemenů K potřebný pro přenos zadaného výkonu určíme ze vztahu:

$$K = \frac{P_1}{N_p \cdot C_K} \quad (7.35)$$

kde C_K je součinitel počtu řemenů v převodu, který respektuje nerovnoměrné rozdělení přenášeného výkonu na jednotlivé řemeny. Nejprve se velikost C_K odhadne a poté upřesní podle tab. 7.2.

Tab. 7.2 Součinitel C_K přihlížející k počtu řemenů v převodu

Počet řemenů v převodu	C_K [-]
1	1,00
2 až 3	0,95
4 až 6	0,90
7 a více	0.85

Součinitel C_K jsem předběžně zvolil 0,95 [-].

N_p [kW] je skutečný výkon přenášený 1 řemenem v provozních podmínkách, který se podle ČSN 02 3111 [1] určí ze vztahu:

$$N_p = N_o \frac{C_\alpha \cdot C_L}{C_p} \quad (7.36)$$

Hodnoty součinitelů N_o , C_α , C_L , a C_p byly zvoleny ze strojnických tabulek [1].

$$N_p = 0,56 \frac{1 \cdot 1,05}{1} = 0,558 \text{ [kW]} \quad (7.37)$$

$$K = \frac{0,092}{0,558 \cdot 0,95} = 0,16 \Rightarrow 1 \text{ řemen}$$

Specifikace navrženého řemene

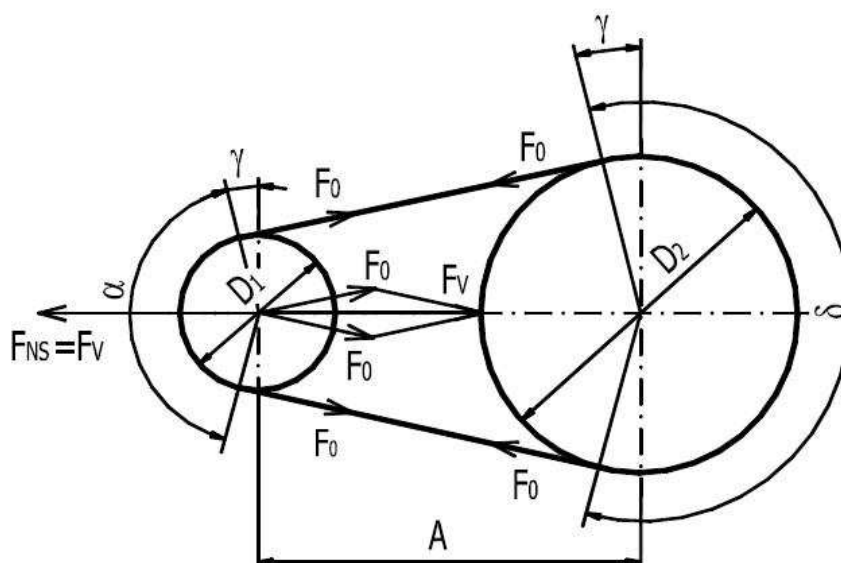
ŘEMEN Z - 900 ČSN 02 3110



Obr. 7.7 Model řemenového převodu

7.7.4 Výpočet předpětí řemene

Při montáži převodu je třeba řemen napnout a zkontrolovat jeho předpětí F_0 (obr.7.8). Předpětí je důležité pro správnou funkci řemene. Je-li řemen nedostatečně napnut, na řemenicích prokluzuje a nepřenáší celý výkon. Naopak je-li řemen napnut příliš, trpí ložiska a hřídel nadměrným namáháním a životnost řemene je krátká. Předpětí působící v obou větvích řemenu stejnou silou F_0 vyvozujeme za klidu při montáži napnutím řemene napínací silou F_{NS} (obr. 7.8), která je rovna výslednici F_V předepjatých sil F_0 .



Obr. 7.8 Znázornění silových poměrů na řemenici

Potřebné předpětí řemene se vypočte ze vztahu:

$$F_O = k \cdot \frac{F}{2} \cdot \frac{e^{f_k \cdot \bar{\alpha}} + 1}{e^{f_k \cdot \bar{\alpha}} - 1} \quad (7.38)$$

Koeficient bezpečnosti proti prokluzu k se volí z intervalu (1,3 - 1,6) [-], $k = 1,3$ [-]. Přenášená obvodová síla F se vypočte podle vztahu:

$$F = \frac{2 \cdot M_K}{D_{1\bar{r}}} = \frac{2 \cdot 110,44}{0,1} = 2208,7 [N] \quad (7.39)$$

$\bar{\alpha}$ [rad] (obr. 7.8) je úhel opásání řemenice v obloukové míře, f_K [-] je součinitel tření v klínové drážce, který se vypočte ze vztahu:

$$f_K = \frac{f}{\sin \frac{\alpha}{2}} \quad (7.40)$$

α [°] (obr. 7.8) je úhel drážky řemenice, který se volí vzhledem k výpočtovým průměrům řemenic $D_{1,2}$ podle Tab. 7.3, a f [-] je součinitel vláknového tření, který se vypočte v závislosti na obvodové rychlosti:

$$f = f_0 + 0,012 \cdot v_{SK\bar{r}} = 0,35 + 0,012 \cdot 0,413 = 0,35 [-] \quad (7.41)$$

f_0 je součinitel suchého smykového tření vyskytujícího se u nového, nezaběhnutého řemene. Pro pryžový řemen a ocelový náboj.

Tab. 7.3 Úhel drážky řemenice a její tolerance

Průřez řemene	$D_{1,2} [mm]$			$\Delta\alpha$
	$\alpha = 34 [^\circ]$	$\alpha = 36 [^\circ]$	$\alpha = 38 [^\circ]$	
Z	60 ÷ 90	-	> 90	1 [°]
A	90 ÷ 125	-	> 125	1 [°]
B	125 ÷ 200	-	> 200	1 [°]
C	-	200 ÷ 300	> 300	30 [']
D	-	355 ÷ 500	> 500	30 [']
E	-	500 ÷ 630	> 630	30 [']

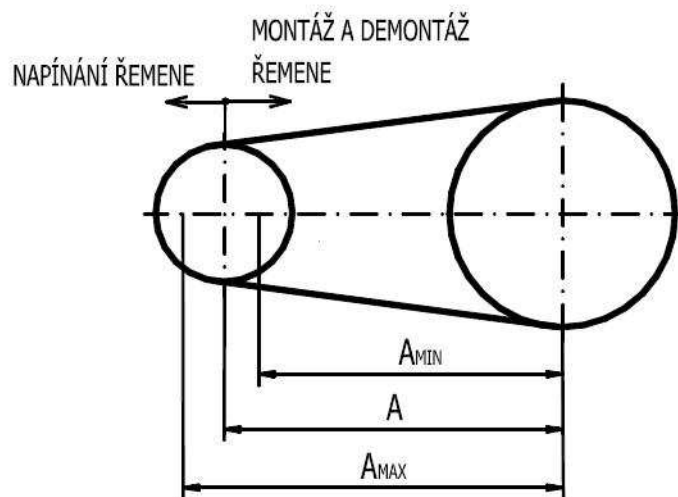
$$f_k = \frac{0,35}{\sin \frac{38}{2}} = 1,075 [-]$$

$$F_o = 1,3 \cdot \frac{2208,8}{2} \cdot \frac{e^{1,075 \cdot \pi} + 1}{e^{1,075 \cdot \pi} - 1} = 1537,22 [N]$$

Z důvodu nutného napnutí řemene k dosažení potřebného určitého předpětí a snadné montáže a demontáže řemene (obr. 7.9) se musí konstrukčně zajistit, aby osová vzdálenost byla měnitelná v těchto mezích:

$$A_{MIN} = A_{SK} - 0,015 \cdot L_p = 310,92 - 0,015 \cdot 900 = 297,4 [mm] \quad (7.42)$$

$$A_{max} = A_{SK} + 0,030 \cdot L_p = 310,92 + 0,030 \cdot 900 = 337,92 [mm] \quad (7.43)$$



Obr. 7.9 Potřebná změna osové vzdálenosti

7.7.5 Výpočet potřebné délky pera l hnací řemenice

Materiál řemenice je 11600.0, mez kluzu materiálu $R_e = 290 [MPa]$. Hodnota meze kluzu byla volena ze strojnických tabulek [1]. Hodnota dovoleného napětí v krutu $\tau_{DK} = 25 [MPa]$, hodnota byla zjištěna dle [7].

Při pevnostním výpočtu se předpokládá, že tlaky p_1 a p_2 (obr. 7.10) jsou rozloženy na kontaktních plochách rovnoměrně. Poněvadž v náboji je otláčovaná jen přímá část boku pera délky l_p , je $p_2 > p_1$.

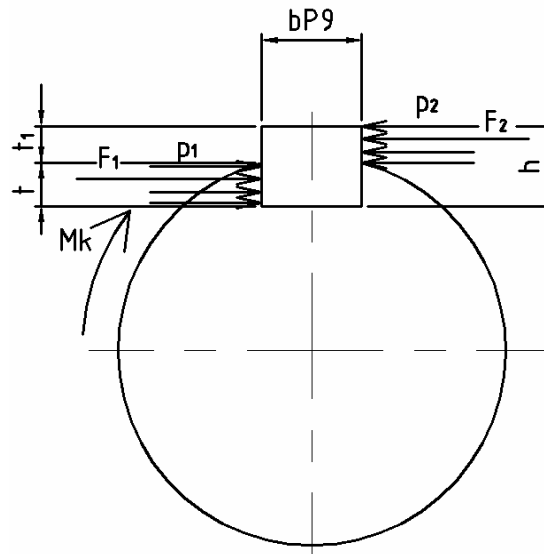
Z kontroly tlaku p_2 určíme účinnou délku pera:

$$p_2 = \frac{F_2}{l' \cdot t_1} \leq p_{D2} \quad (7.44)$$

kde sílu F_2 vypočteme ze vztahu:

$$F_2 = \frac{M_K}{\frac{d_{hm}}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{110,44 \cdot 1000}{\frac{25}{2} + \frac{2,6}{2}} = 8002,9 \text{ [N]} \quad (7.45)$$

$$l' \geq \frac{F_2}{p_D \cdot t_1} = \frac{8002,9}{120 \cdot 2,6} = 25,65$$



Obr. 7.10 Zatěžovací poměry spoje

Hodnota b vychází z předem zvoleného průměru hřídele, na kterém bude řemenice nasazena. V tomto případě se jedná o hřídel vycházející z převodovky. Průměr hřídele $d_{2pr} = 25 \text{ [mm]}$.

$$l = l' + b = 25,62 + 8 = 33,65 \text{ [mm]} \quad (7.46)$$

V závislosti na spočítané délce pera a z konstrukčních důvodů volím šířku řemenice 50 [mm] .

7.8 Návrh pohonné hřídele

Pohonná hřídel je součást, která umožňuje tok kroutícího momentu na pohonná kola. Je namáhána kroutícím momentem od řemenového převodu. A ohybovým momentem od síly, která napíná řemenový převod.

7.8.1 Návrh průměru pohonné hřídele d_{ph}

Materiál pohonné hřídele jsem zvolil 11600.6, dovolené napětí v krutu $\tau_{DK} = 25 [MPa]$ zvoleno podle [1]. Mez kluzu materiálu $R_e = 284 [MPa]$. Návrh průměru hřídele vychází pouze z krutu a je orientační.

$$\tau_K = \frac{M_{SKh}}{W_k} \leq \tau_{DK} \quad (7.47)$$

$$\tau_K = \frac{16 \cdot M_{SKh}}{d_{ph}^3 \cdot \pi} \leq \tau_{DK} \Rightarrow d_{ph}$$

$$d_{ph} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 110,44 \cdot 1000}{25 \cdot \pi}} = 28,23 [mm]$$

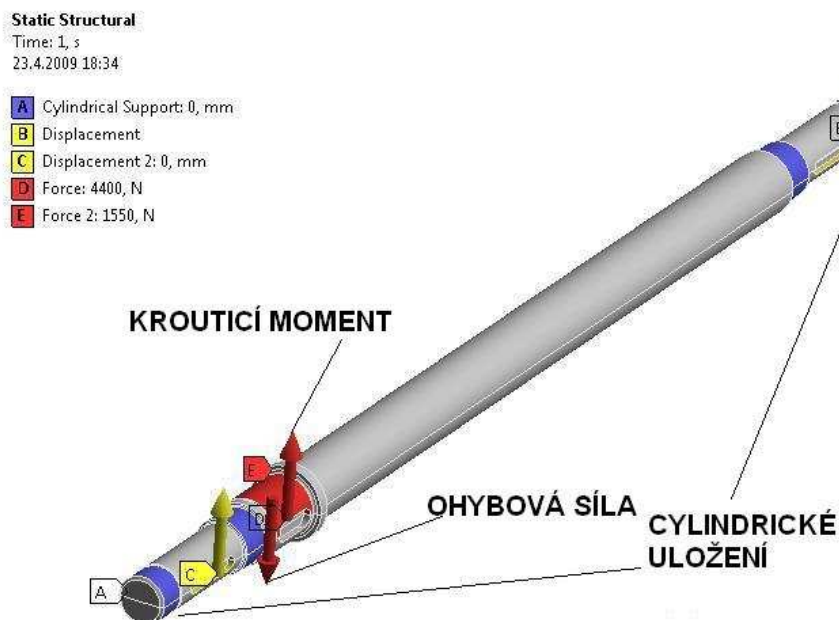
Nejmenší průměr hřídele je dán otvorem u pohonných kol. Z konstrukčního hlediska je tedy zvolena minimální hodnota průměru 35 [mm] (obr. 7.11).



Obr. 7.11 Pohonná hřídel

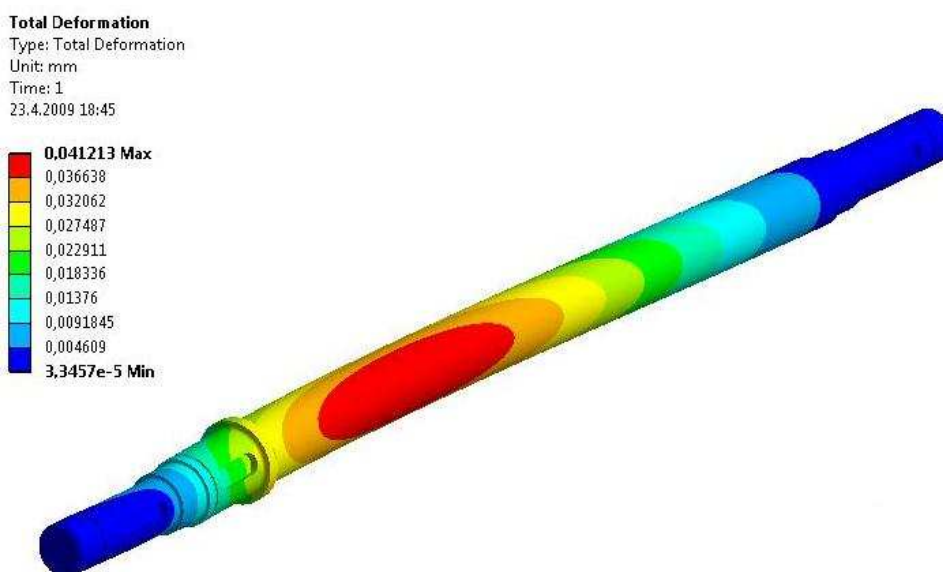
7.8.2. Pevnostní analýza hřídele

Pevnostní analýza byla provedena v programu Ansys [18]. Okrajové podmínky a zatížení byly zadány tak, aby byla analýza co nejpřesnější a podobala se co nejvíce reálnému stavu.



Obr. 7.12 Znáznornění okrajových podmínek a zatížení

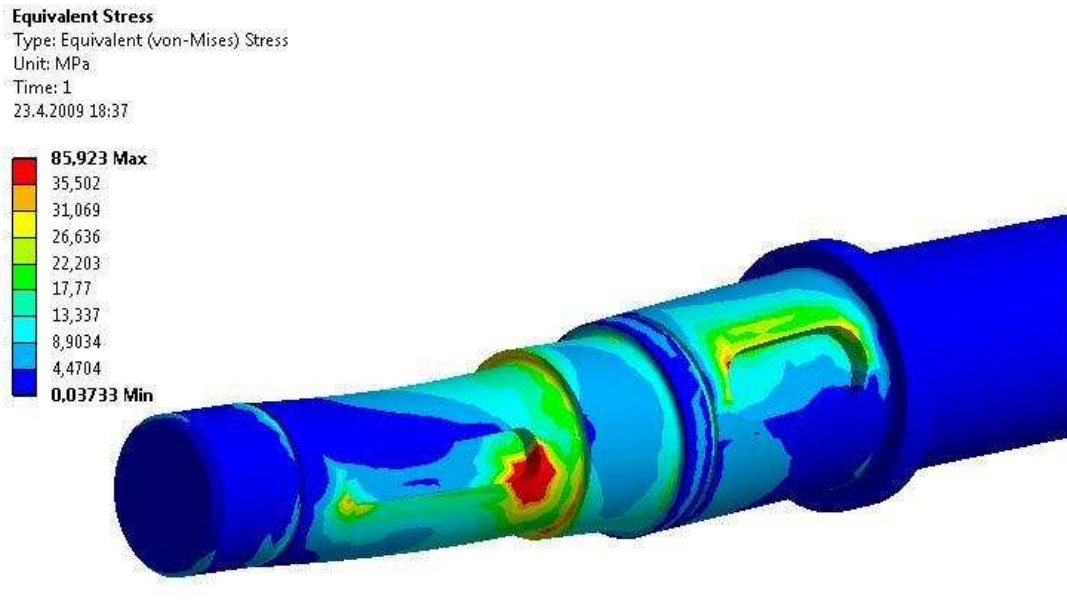
Zatěžující krouticí moment $M_{SKh} = 110,44 \text{ [N} \cdot \text{m]}$ a zatěžující ohybová síla $F_o = 1550 \text{ [N]}$.



Obr. 7.13 Průběh totální deformace

Z výsledků (obr. 7.13) je zřejmé, že maximální průhyb, který na hřídeli vznikne, je 0,041 [mm]. Tento výsledek vyhovuje.

Na obr. 7.14 je znázorněno maximální redukované napětí. Je zřejmé, že napěťová špička se nachází v drážce pro pero.



Obr 7.14 Redukované napětí

Maximální hodnota redukovaného napětí byla vypočtena na 85,9 [MPa]. Tento výsledek je vyhovuje.

7.8.3 Výpočet součinitele statické bezpečnosti hřídele

$$k_h = \frac{R_{e \min}}{\sigma_{RED}}$$
$$k_h = \frac{284}{85,9} \quad (7.48)$$
$$k_h = 3,30[-] > 1,5$$

Hodnota součinitele bezpečnosti pohonného hřídele k_h je vyhovující.

7.9 Volba pojzdových kol

Na montážní plošině jsou dva typy kol. Pohonná kola, která umožňují posuv a otočná, která zajišťují změnu směru pohybu montážní plošiny. Oba typy kol byly voleny od firmy Navrátil s.r.o [15].

7.9.1 Pohonná kola

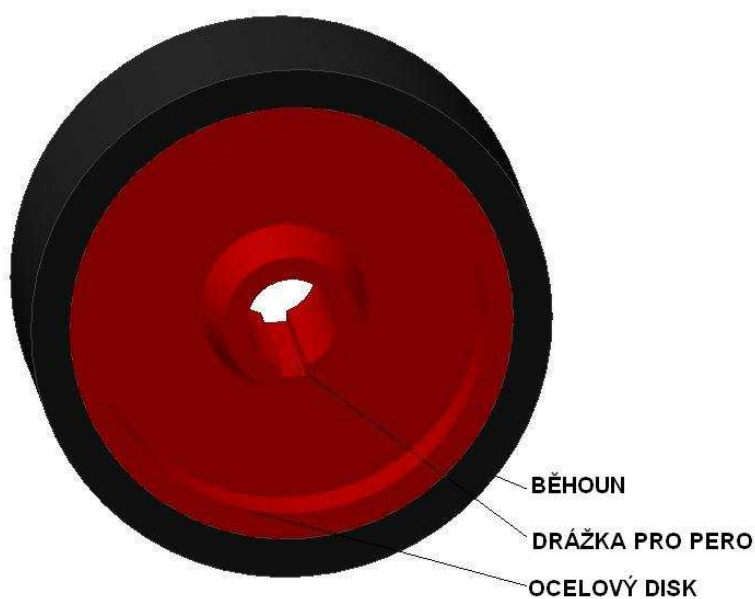
Pohonná kola, jsou umístěna na pohonné hřídeli. Jde o typ kol, na která se kroutící moment přenáší pomocí těsného pera. Kola se volí na základě zatížení. Typové označení pohonných je **PK 400/M 200**.

Parametry zvoleného kola jsou v tab. 7.4.

Tab. 7.4 Parametry pohonného kola

Označení kola	Průměr kola	Šířka běhounu	Průměr otvoru hřídele	Délka náboje	Zatížení
M 200	200 [mm]	80 [mm]	35 [mm]	80 [mm]	500 [kg]

Pohonné kolo (obr. 7.15) se skládá ze dvou částí. Ocelový disk, ve kterém je otvor s drážkou pro pero a běhoun, který je vyroben tvrzené pryže.



Obr. 7.15 Pohonné kolo **PK 400/M 200**

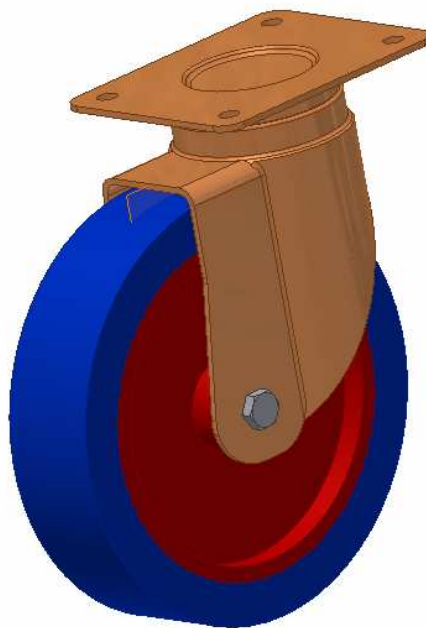
7.9.2 Otočné kolo

Otočná kola (*obr. 7.16*) jsou umístěná na hlavním nosném rámu a upevněná pomocí šroubů M10x20. Změna směru pohybu je prováděna vlastní silou pomocí madla. Otočná kola se také podle zatížení. Typové označení kol je **30290B – LAMBDA – B 200**.

Parametry zvoleného kola jsou v *tab. 7.5*.

Tab. 7.5 Parametry otočného kola

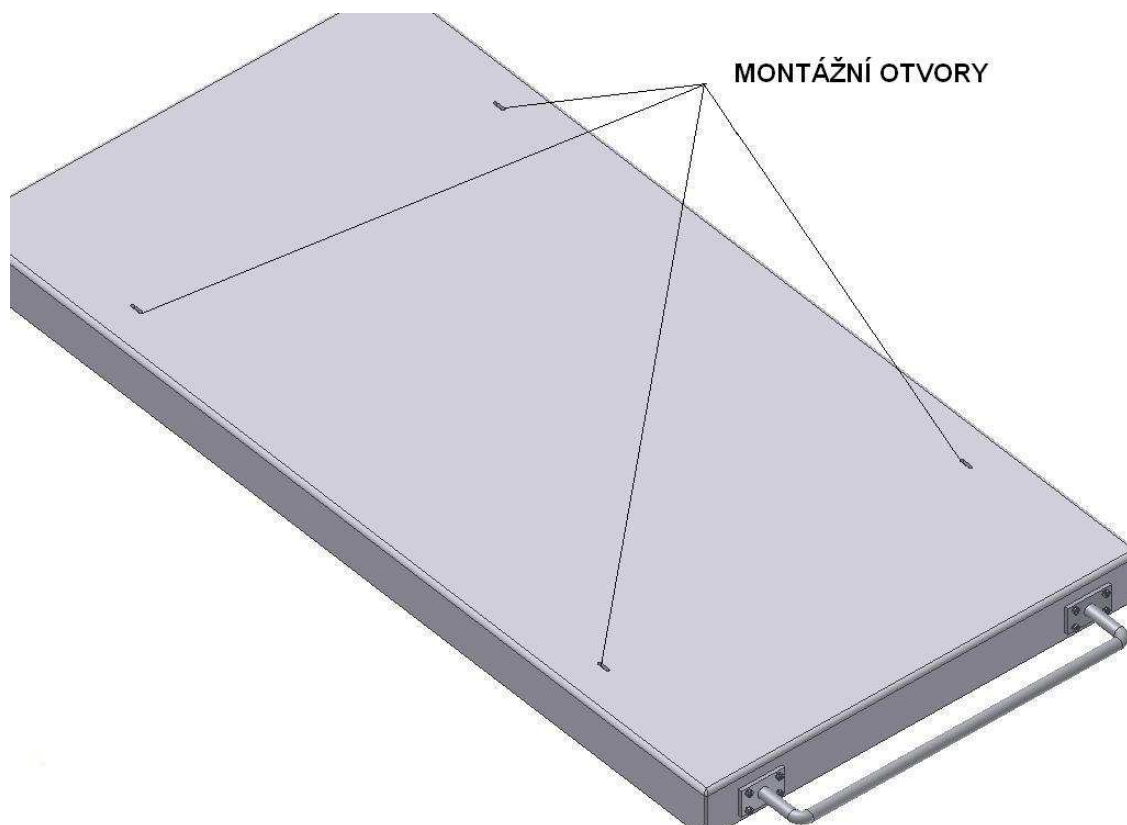
Označení kola	Průměr kola	Šířka běhounu	Velikost desky	Rozteč otvorů	Zatížení
M 200	200 [mm]	50 [mm]	135x110 [mm]	105x80 [mm]	300 [kg]



Obr. 7.16 Otočné kolo 30290B – LAMBDA – B 200

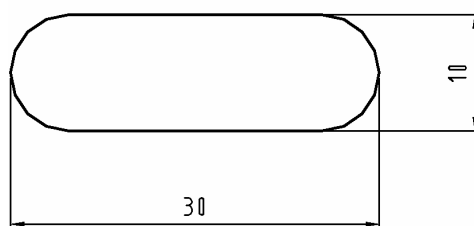
8 Upevnění nákladu

Upevnění nákladu není přesně specifikované, tudíž je možné upevnění provádět různými způsoby. Například stahovacími popruhy nebo řetězem. K upevnění nákladu ke stolu slouží čtyři montážní otvory (*obr. 8.1*), které jsou vyfrézovány v nosné desce. V případě, že by došlo při upínání k velké upínací síle, mohla by se hliníková deska poškodit. Proto prochází frézované upínací drážky i ocelovými profily.



Obr. 8.1 Zobrazení montážních otvorů

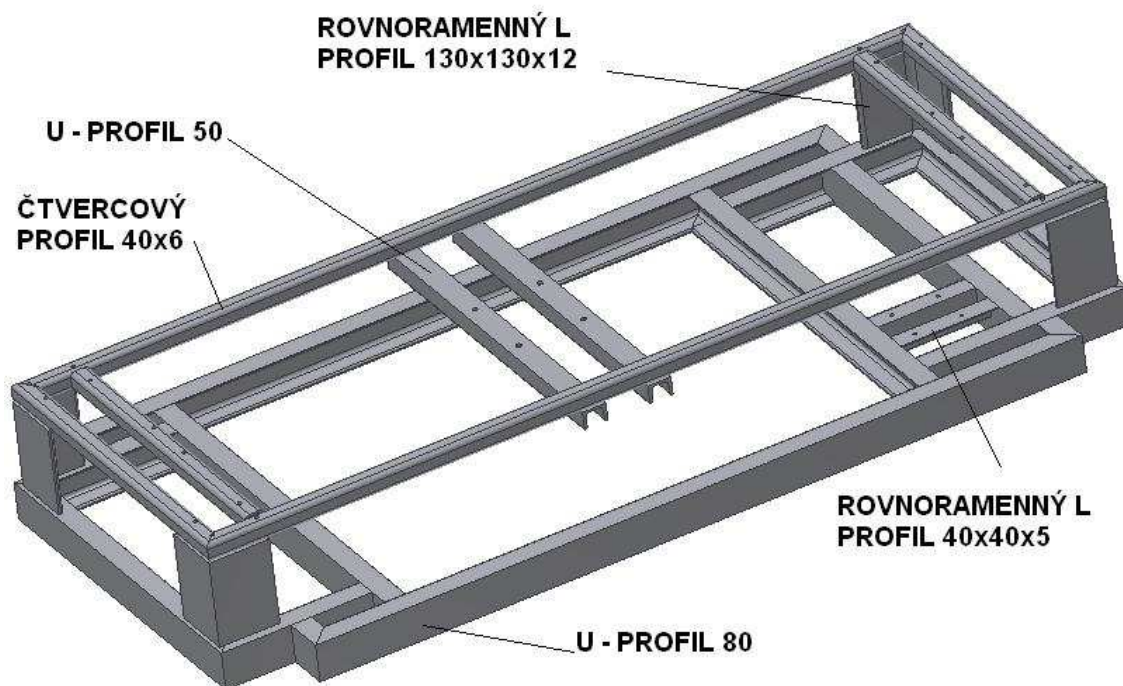
Montážní otvory mají tvar drážky pro pero. Rozměry otvorů jsou 30x10 [mm] (*obr. 8.2*).



Obr. 8.2 Detail montážní drážky

9 Návrh nepohyblivého nosného rámu

Nepohyblivý nosný rám byl navržen jako svařenec. Na tento rám jsou uchyceny všechny dílčí navržené součásti. Konstrukce rámu byla volena tak, aby byla co nejlehčí (*obr. 9.1*).



Obr. 9.1 Model nepohyblivého nosného rámu

Na příslušných místech jsou zhotoveny buď závitové díry nebo montážní otvory, pomocí nichž jsou k rámu upevněny dílčí součásti. Materiál jednotlivých součástí ze, kterých se svařenec skládá, byl zvolen tak, aby byla zaručená svařitelnost a hlavně dostupnost při nákupu. Materiál všech součástí svařence je 11523.0. Jednotlivé součásti jsou spojovány převážně koutovým či tupým typem svaru. Úprava svařovaných hran je klasická a je závislá na tloušťce materiálu. Rám bude svařován metodou 111 (odporové svařování) za použití svařovací elektrody typu OK 48.00. Svařovací elektroda byla volena podle [10].

10 Zhodnocení

Vypracování diplomové práce bylo uspořádáno tak, aby byly splněny všechny zadané cíle. Rozdělení a použití bylo uspořádáno podle nabídky zařízení na trhu a podle účelu použití. Návrh koncepce montážního stolu byl zvolen ze dvou hlavních částí. Pohyblivá část je vedena ve vertikálním vedení. Na nosné ploše je umístěn náklad, který je upevněn pomocí montážních drážek. Pevnou část tvoří svařovaná konstrukce, na kterou jsou přidělány dílčí komponenty (zdvíhací systém, pohonný systém, pojezdová kola). Zdvih stolu je realizován pomocí čtyř pohybových šroubů, které jsou umístěny v rozích nosného stolu. Pro pohon montážního stolu byla zvolena vhodná šneková elektropřevodovka a přes řemenový převod je výkon přenášen na hnací hřídel s pojezdovými koly. Kontrolní výpočty vybraných součástí („roštu“ nosné plošiny, pohonného hřídele a pera) byly provedeny pomocí softwaru Ansys nebo ručně. Výkresová dokumentace byla zpracována pomocí softwaru AutoCad 2008. Obsahem výkresové dokumentace je výkres sestavy montážního stolu s kusovníkem, výkres sestavy nepohyblivého nosného rámu a výrobní výkres pohonné hřídele.

11 Seznam použité literatury

- [1] VÁVRA, P.; ŘASA, J.; LEINVEBER, J.; *Strojnické tabulky*, Scientia, Praha 1999, ISBN 80-7183-164-6
- [2] DEJL, Z.; *Konstrukce strojů a zařízení*, OSTRAVA: Montanex, a.s., 2000, ISBN 80-7225-018-3
- [3] BOLEK, A. KOCHMAN, J. A KOL.: Části strojů, 1. Technický průvodce 8. SNTL Praha, 1989
- [4] BOLEK, A. KOCHMAN, J. A KOL.: Části strojů, 2. Technický průvodce 8. SNTL Praha, 1980
- [5] KALÁB, K.: Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací. Skripta 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1290-3.
- [6] KALÁB, K.: Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonu strojů. Skripta 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [7] KALÁB, K.: Návrh a výpočet řemenového převodu. Vysokoškolská příručka. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008.
- [8] KALÁB, K.: Návrh a výpočet spojů pro přenos kroutícího momentu na náboj. Vysokoškolská příručka. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2003.
- [9] ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
- [10] <http://www.esab.cz>
- [11] <http://www.converter.cz/>
- [12] <http://www.eriks.cz>
- [13] <http://www.elektromotory-siemens.cz/>
- [14] <http://www.pfaff-silberblau.com/>
- [15] www.navratilsro.cz
- [16] AUTODESK, Autodesk Inventor Professional 2008, verze Build: 254, 1996-2007
- [17] AUTODESK, AutoCAD 2005, verze N.63.15, 1982-2004
- [18] ANSYS WorkbenchTM 11.0 SP1, verze 10.8.0.7, 2007

Seznam příloh

1. výkres č. PRI143-00
2. výkres č. PRI143-01
3. výkres č. PRI143-05
4. kusovník č. PRI143-00-K/1, list 1/3
5. kusovník č. PRI143-00-K/2, list 2/3
6. kusovník č. PRI143-00-K/3, list 3/3